



TITLE:

空調システムのモデルベースによる
検証と最適化に関する研究(
Dissertation_全文)

AUTHOR(S):

宮田, 征門

CITATION:

宮田, 征門. 空調システムのモデルベースによる検証と最適化に関する
研究. 京都大学, 2008, 博士(工学)

ISSUE DATE:

2008-03-24

URL:

<https://doi.org/10.14989/doctor.k13777>

RIGHT:

京都大学 博士論文

空調システムのモデルベースによる
検証と最適化に関する研究

平成 20 年 3 月

宮田 征門

目 次

第 1 章 序章

1.1	本研究の背景	1
1.2	本研究に関連する既往の研究	2
1.3	本研究の目的	3
1.4	本論文の構成	5

第 2 章 空調システムのモデル作成法

2.1	はじめに	9
2.2	各部位のモデル化とモデルパラメータ決定法	10
2.2.1	空調機器単体のモデル	10
2.2.2	室の熱負荷推定モデル	16
2.2.3	熱交換杭と地盤の伝熱モデル	18
2.3	複数の部位モデルを組み合わせた空調システム全体のモデル作成	19
2.4	まとめ	20

第 3 章 空調二次側システム機器のモデルベース性能検証

3.1	はじめに	23
3.2	検証対象とした空調システム	23
3.3	モデルベース性能検証手法の開発	25
3.3.1	可変風量ファン	25
3.3.2	冷水コイル	30
3.3.3	要求風量制御装置	36
3.4	まとめ	38

第 4 章 VAV 空調システムの不具合の影響分析と検知・診断手法の開発

4.1	はじめに	41
4.2	VAV 空調システムの不具合によるエネルギー損失量の分析	41
4.2.1	実験室実験によるエネルギー損失量の計測	42
4.2.2	エネルギー損失量推定モデルの開発	50
4.3	大規模建物における VAV 空調システムの不具合検知・診断手法	61
4.3.1	検証対象システムの概要	61
4.3.2	定常運転時の不具合検知・診断手法	63

4.3.3	非定常運転時の不具合検知・診断手法	67
4.3.4	実システムにおける手法の検証	70
4.4	まとめ	76
第5章	地盤を利用した季節蓄熱機能を有する空調システムの運転最適化		
5.1	はじめに	81
5.2	対象空調システムの概要	83
5.3	空調システム全体モデルの作成	86
5.3.1	熱交換杭と地盤の伝熱モデルの作成	89
5.3.2	空調システム機器モデルの作成	98
5.3.3	空調システム全体モデルの作成	103
5.4	モデルベースによる運転最適化の過程	105
5.5	まとめ	112
第6章	シミュレーションによるエネルギーベースラインの推定		
6.1	はじめに	117
6.2	実ESCOプロジェクトにおけるベースライン補正手法の比較検討	117
6.2.1	分析対象とした各種ベースライン補正手法	118
6.2.2	各種ベースライン補正手法の比較	122
6.3	シミュレーションによる補正ベースラインの推定	131
6.3.1	分析対象建物の概要	132
6.3.2	補正ベースライン推定モデルの開発	135
6.3.3	推定モデルの精度の検証	146
6.4	まとめ	147
第7章	総括	151

本研究に関連する既発表論文リスト

謝辞

第1章 序章

1.1 本研究の背景

渇枯しつつあるエネルギーを無駄なく有効に利用することは、持続可能な発展を成し遂げるための重要課題であり、また気候変動枠組条約第三回締約国会議（COP3，京都会議）を開催し温室効果ガス排出規制の枠組みを決める主役であった我が国にとって早急に対処しなければいけない問題である。温室効果ガスの二酸化炭素に着目すると、我が国の排出量の約3割は建築分野に起因している。その中でも特に空気調和設備システム（以後、空調システムと呼ぶ）の利用による排出量は3～5割を占めるため、空調システムの省エネルギーは火急の課題である。

空調システムの省エネルギーを達成するために、空調機器の高効率化、省エネルギーを目指した制御ロジックの開発、再生可能エネルギーを利用するシステムの開発、建築物外皮の断熱化による空調負荷低減技術の開発など、主に設計に関する研究開発がこれまでに多く行われてきた。これらの研究成果は実際の設計業務に反映され、省エネルギーを目指す建物が多く設計されてきたが、建物が竣工し運用される段階において空調システムの性能は検証されてこなかった。このため、多くのシステムで次のような現象が生じている。

- 1) 空調機器の性能が劣化し、当初の性能が達成されない状態で運転され続け、エネルギーの損失を引き起こす。
- 2) 建物の利用状況が変化しても、システムの運転法を変更せずに現在の利用状況に合わない非効率な運転法を続け、エネルギーの損失を引き起こす。

このような現象が現在運用されている多くの建物で生じ、非効率な運転がなされていることが近年問題視され始めている。IEA (International Energy Agency, 国際エネルギー委員会)の研究成果報告書¹⁻¹⁾によれば、この非効率な運転により約20～30%のエネルギーを損失していると報告されている。エネルギーの面からみて適切に運用されている建物は少なく、運用段階において如何に省エネルギーを達成するかが新たな課題となっている。

運用段階において顕在化する問題の中には、不適切な設計や施工に起因する問題も少なくないため、運用段階において真に省エネルギーを達成するには、空調システムの性能を設計段階から運用段階まで建物のライフサイクルに亘って検証し、保証するプロセスが重要である。このプロセスは「コミッショニング (Commissioning)」と呼ばれ、実効ある省エネルギーを達成するために近年世界的に注目されており、エネルギー問題、地球環境問題を解決するために重要な役割を担うとされている。ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) が2005年に発行したコミッショニングに関するガイドラインである Guideline 0-2005 では、コミ

コミッショニング過程 (Commissioning Process) を次のように定義している¹⁻⁴⁾。

Commissioning Process: A quality focused process for enhancing the delivery of a project. The process focuses upon verifying and documenting that the facility and all of its systems and assemblies are planned, designed, installed, tested, operated, and maintained to meet the Owner's Project Requirements (OPR).

つまり、コミッショニングとは建築設備システムの性能を企画段階から運用段階までライフサイクルに亘って検証し、文章化して、システムの品質を建物のオーナーの要求(OPR)に合致するように維持するプロセスである。

コミッショニングの重要性は各国で認識され始めている。米国では早くからコミッショニングを重要視し、1983年にASHRAEがコミッショニング指針を作成するための委員会GPC-1を発足させて以後、発注者のニーズに合致した品質の高い建物を供給するためのプロセスの開発を行っている。また、近年、建築性能の認証プログラムであるLEEDでは、コミッショニングを実施すれば評価点が上がるようになり、急速にコミッショニングの実施件数が増えている。ヨーロッパ各国でもコミッショニングは徐々に浸透し始めている。EPBD (Energy Performance of Buildings Directive)という省エネルギーに重点をおいた新しい認証制度は、新築ビルだけではなく既存ビルも対象としていることから、コミッショニングの範疇として議論されている。日本国内では、1998年に空気調和・衛生工学会においてコミッショニングに関する基本指針がまとめられたのが発端であり、2004年3月にコミッショニングに関する国内初のガイドラインである「建築設備の性能検証指針」が発行され、コミッショニングの重要性は徐々に浸透しつつある。

1.2 本論文に関連する既往研究

IEA/ECBCS (Energy Conservation in Buildings and Community Systems, 建築物とコミュニティーシステムにおける省エネルギー研究開発計画)の研究分科会であり2001年から2004年に活動が行われたAnnex40 (Commissioning of Building HVAC System for Improved Energy Performance, 省エネルギー化のためのビル空調設備のコミッショニング)ではコミッショニングに関する国際共同研究が行われた¹⁻³⁾。この研究分科会の目的は、1) 国際的な観点からのコミッショニングプロセスの定義、2) 既往の空調システムの機能試験のためのコミッショニングツールとガイドラインの作成、3) コミッショニングを支援するツールの開発、4) コミッショニングの実施事例に関するデータベースの構築である。特に、IT技術を応用して効率よく安価に性能検証を行う手法やツールに関する研究開発が精力的に行われた。本論文と関連のある主な研究成果を次に示す。

- 1) 空調機器の性能を検証するためには、メーカーが作成した機器特性曲線や性能表を用いて機器の性能を読み取り、実際の性能と比較する必要があるが、これは非常に時間を要する作業である。また、定格運転点だけではなく部分負荷状態における性能の検証が重要であるが、これを手作業で行うのは難しい。空調機器の性能検証をより簡易に、かつ適切に行うために、機器のモデルを利用する性能検証支援ツールの開発が行われた。Annex40では、蒸気圧縮冷凍機、吸収式冷凍機、ヒートポンプ、プレート熱交換器、全熱交換器、冷温水コ

イル、冷却塔、可変風量ファン、ポンプ、ダクトシステム、VAV ターミナルユニット、冷水制御バルブのモデルを用いた性能検証ツールが開発された。このうち、可変風量ファンと VAV ターミナルユニットに関するツールは、本論文の研究成果を基に作成したツールである。

- 2) 近年の空調システムの制御ロジックは複雑であるため、運用管理者がこれを理解して、システムを適切に運用できる能力を身につけるには時間と労力がかかる。そのため、トレーニング不足の運用管理者が不適切な運転法を取り続け、エネルギーの損失を引き起こしているという事例も少なくない。これを解消するために、複雑な制御ロジックを可視化する空調制御ロジックトレーサが日本の研究チームによって開発された。このツールを用いれば制御ロジックを簡易なフローチャートで示すことができ、BEMS (Building Energy Management System) の設計者や運転管理者がロジックを理解する際に役立つ。また、現在の制御状態を可視化して示すことができるため、制御の不具合検知・診断にも役立つ。
- 3) システムの不具合検知・診断をより正確かつ効率よく行うことを目指して、エキスパートルールを利用した性能検証手法に関する研究が米国とフランスの研究チームによって行われた。この手法は、従来の数学的な不具合検知・診断手法ではなく、専門家の経験的知識に基づく手法であり、従来の手法と比較して不具合検知・診断のルール作成には時間を要するが、人間の思考に基づく柔軟な診断を行うことが可能である。実際に、空調機の運転モード制御に関する If-Then ルールベースの不具合検知・診断手法を開発して実建物に適用し、その有効性を確かめている。

また、Annex40 に引き続いて 2005 年に Annex47 (Cost-effective Commissioning for Existing and Low Energy Buildings, 低エネルギービルにおける費用効果の高いコミッショニング) が立ち上げられ、現在も活動中である。この研究分科会では、1) コミッショニングの情報フローに関する研究、2) ビルの運用を改善し、運転法を最適化する手法やツールの開発、3) より高度なシステムや低エネルギービルの性能検証に対応可能な手法やツールの開発、4) 費用便益と省エネルギーの持続性に関する研究が主に行われている。

1.3 本研究の目的

コミッショニングには、性能の検証や試験、文章化、運転法の最適化や合理化、システム管理者のトレーニングなど、様々な作業が含まれる。本論文では、これらの中でも特に、システムの検証と運転の最適化を行う際に生じる問題を解消するための研究を行う。実建物に対して検証や最適化を行うには、次のような問題が生じる。

- 1) システム全体、サブシステム、機器という様々なレベルの検証を適切に実施するためには、膨大な作業が必要であり、多大なコストを要する。
- 2) 点検作業の多くは手作業でなされているが、作業効率が悪く、コストがかかる。また、手作業による検証はヒューマンエラーが発生する可能性があり、信頼性が低い。
- 3) 近年の空調システムは、IT 化した多くの機器が複雑に組み合わさっている。このようなシ

システムの性能を検証し、運転を最適化するためには、それぞれの機器に特化した専門的知識が必要である。

- 4) 運転の最適化を行うには、データ間の複雑な関係を分析して、不具合や不適切な運転を発見する必要がある。しかし、近年の大規模化した空調システムの最適な運転法を、人間の思考や経験から見出すことは難しい。
- 5) 部分負荷効率が高い機器を利用するシステムや、再生可能エネルギーを利用したシステムなど近年開発された先進的なシステムでは、今までの経験に根ざした判断が通じない場合がある。

これらの問題を解消するためには、不具合検知・診断手法のような作業効率の向上を図るツールや、点検員の経験不足をアシストするツールの開発が求められる。特に、手作業による非効率性を排除して、性能検証プロセスをできる限り自動化することが求められる。

本論文では、空調システムの性能検証プロセスの省力化と自動化を目指し、モデルを利用した性能検証手法の開発を行う。本論文で開発するモデルベース性能検証手法の概要を図 1.1 に示す。本論文で開発するモデルベース検証手法の特徴を以下にまとめる。

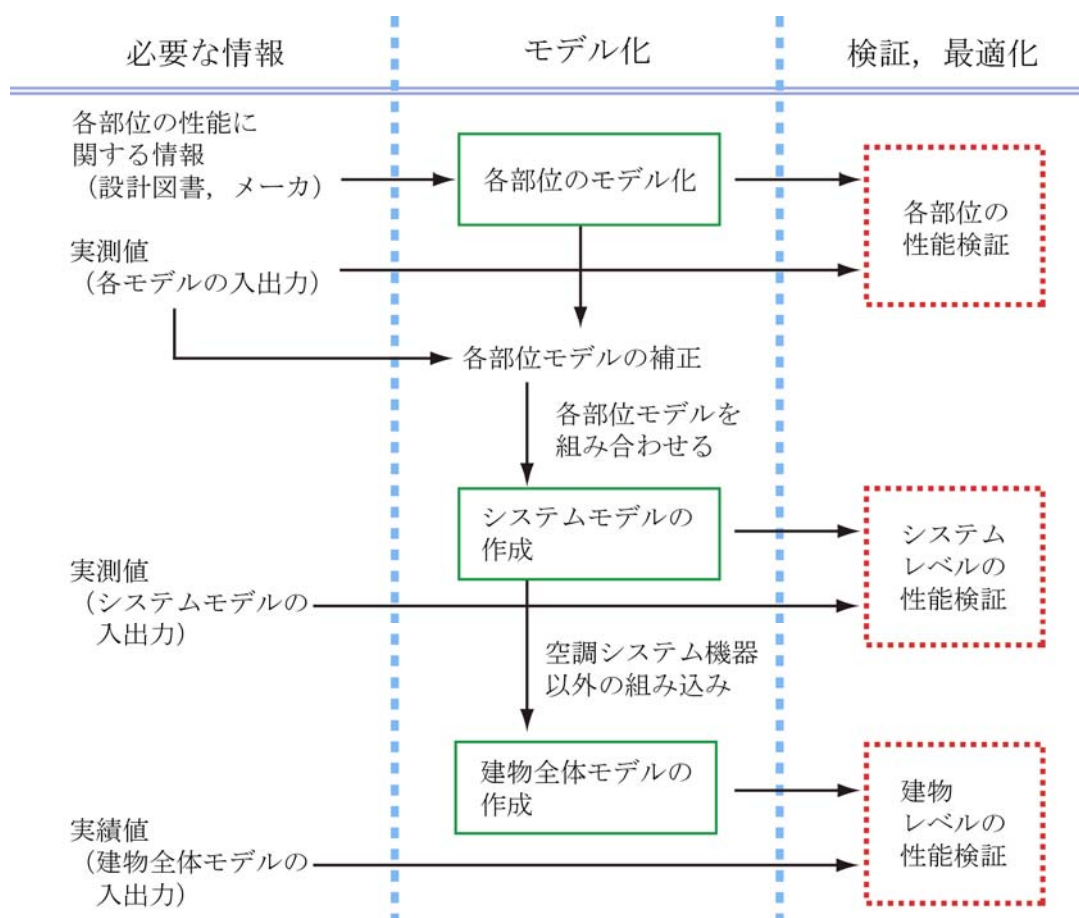


図 1.1 モデルベース性能検証法の概要

- 1) 機器モデルをモジュールとして登録できる．モデルのパラメータを変更すれば，同じモデルを用いて他機種のパフォーマンスを推定できるため，モデルの作成が容易である．
- 2) 複数の機器モデルを相互に組み合わせて，ネットワークが作成できる汎用モデルである．複雑な実際のシステムをネットワーク化する際の自由度が高い．また，任意のサブシステムのモデルを簡易に作成でき，常にシステム全体をモデル化する必要はない．
- 3) 一度システムモデルを作成すれば，ライフサイクルに亘って同じシステムモデルを利用して検証が可能である．引渡し段階では性能曲線を基に定めたパラメータをモデルに与え，運用段階では実運転データを基に定めたパラメータを与えるなど，パラメータを必要に応じて変えれば任意の段階における検証が可能である．
- 4) モデルの入出力はテキスト形式や csv 形式の外部ファイルを介してでも可能であり，有限要素法による伝熱解析や CFD などとの連成計算が可能である．他のアプリケーションと連動して計算することも可能である．
- 5) 機器モデルの作成やシステムモデルの作成，計算結果の表示はグラフィカルに実行でき，判りやすい．シミュレーションを運転員の訓練のためのエミュレータとしても利用できる．

モデルベース性能検証手法を適用すれば，様々なレベルの検証を柔軟に実行でき，機器に関する専門的知識がなくても最適な運転法を見出すことが可能となる．

1.4 本論文の構成

本論文は以上に述べた背景と目的に基づき，空調システムの性能の検証と最適化をモデルベースで効率的かつ適切に実施する手法に関する研究成果をとりまとめたものである．以下に，本論文の構成を示す．

第 1 章は序論であり，空調システムのコミッショニングの重要性が認知されるようになった背景を述べ，コミッショニングの現状と課題をまとめた．また，コミッショニングに関する既往研究の成果を整理し，本研究の目的および位置付けについて述べた．

第 2 章では，空調システムのモデルを作成する方法を述べる．まず，本論文で使用する空調機器モデル，室モデル，熱交換杭と地盤の熱伝導モデルのモデル式とパラメータ決定法を示す．また，複数のモデルを相互に組み合わせて空調システム全体のモデルを作成する方法を示す．

第 3 章では，空調二次側システム機器のモデルベース性能検証手法を示す．空調二次側システムの主要な要素である可変風量ファン，冷水コイル，要求風量制御コントローラに対して，モデルを用いて性能を検証する際に生じる種々の問題点を明らかにし，その解消法を示す．

省エネルギーの観点から多くシステムで採用されている可変風量ファンは，ファン本体，インバータ，モータ，ファンベルトという複数の部品から成る．従って，可変風量ファンの性能検証を行うには，現在行われているファン本体を対象とした検証ではなく，構成部品を含めたファンシステムとしての性能を検証しなければならない．そこで，特性曲線を基に作成した各部品のモ

デルを組み合わせてファンシステムの性能を推定するモデルを作成し、これを用いてシステムとしての性能を検証する手法を示す。

冷水コイルの直前で外気と還気が混合するため、コイル入口空気の温湿度はコイル断面に対して面的な分布を持つ。通常、分布を無視した計測値を用いてコイルの性能を検証しているが、実際には分布があるため、これは適切な検証とは言えない。コイルモデルは均一な温湿度を想定したモデルが一般的であるため、このコイルモデルを利用して近似的に空気温湿度の面分布を考慮する計算法を新たに開発する。実システムにて新しい計算法と従来の分布を無視した計測値を用いる計算法の推定精度を比較し、その有効性を示す。

制御コントローラの性能を検証するためには、通常行われている制御出力値が制御目標値に達するかどうかを検証するだけではなく、特性がダイナミックに動くデータを用いて動特性を検証することが重要である。本研究では、動的に制御信号値が変化する空調起動時のデータを用いて制御コントローラの性能をモデルベースで検証する手法を開発し、手法を実システムに適用して有効性を示す。

第4章では、VAV（可変風量）式空調システムの不具合がエネルギー消費量に与える影響を分析し、不具合検知・診断手法を開発する。

VAV システムは省エネルギー性と快適性を両立する優れたシステムであるが、複数の機器が自動制御ロジックで制御される複雑なシステムであるため、不具合がエネルギー消費量に与える影響は今まで十分に分析されておらず明確ではない。特に、VAV ユニットは、不具合が生じても周辺の正常ユニットが不具合ユニットの働きを補完するため室内温熱環境に影響が出にくく不具合は発見され難いため、不具合がエネルギー消費量に与える影響が大きければ多大なエネルギーの損失を引き起こす。本研究では、室内外温熱環境を自由に設定できる実験室にある VAV システムにて、正常時の運転データと、VAV ユニットの不具合、最小風量設定値の不具合、給気温度設定制御コントローラの不具合を意図的に与えた時の運転データをそれぞれ計測して、不具合がエネルギー消費量に与える影響を明らかにする。また、シミュレーションを用いて不具合によるエネルギー損失を推定するツールの開発を行う。

次に、大規模建物を対象とした VAV システムの不具合検知・診断手法の開発を行う。大規模建物では風量を調整する VAV ユニットの設置台数が多く、ユニットの動作点検を人海戦術で行うには限界があるため、合理的にユニットの不具合を検知する手法の開発が求められている。VAV ユニットの不具合検知・診断手法は今までにも幾つかの研究があるが、これらは VAV ユニットに風速センサが設置されている機種を前提としている。しかし、風速センサのない機種も多くのビルで採用されており、このようなタイプのユニットでは1台ずつ手作業により不具合の有無を調べているのが現状である。本研究ではこのようなユニットを対象に、通常収集可能な室温センサ信号値と開度要求信号値を用いて、新たに定義した4つの判定変量を計算し、これらに異常値検出手法であるスミルノフ・グラブス検定を適用して自動的に不具合を検知・診断する手法を開発し、これを実際に VAV ユニットの不具合が頻発している大規模建物の計測データを用いて検証する。

第5章では、季節蓄熱機能を有する空調システムに対して、運用開始後3年間に亘ってシミュレーションを用いてシステムの性能検証を行い、省エネルギーの意味で運転法を最適化した過程

とその結果を示す。設計で定めた運転法が適切であるかは不明であり、これを試す手段はこれまでにない。実システムにおいて実験的に試行錯誤で運転法の検証や最適化を行うことは難しく不可能である。そこで、運転法を検証し、最適な運転法を効率よく見出す手法として、モデルを組み合わせて作成したシミュレーションを用いる手法を示し、これを実システムに適用する。対象とした季節蓄熱空調システムでは、冬季の外気が持つ冷熱を地盤に蓄熱し、これを冷房期の熱源として用いている。蓄採熱時にポンプの稼動にエネルギーが必要なため、システムを不適切に運転すると一般の冷凍機を用いる空調システムよりも余分なエネルギーを消費する可能性がある。そこで、シミュレーションを利用して適切な運転法を見出し、運転を最適化する。

第6章では、シミュレーションを利用して建物のエネルギーベースラインを補正する手法を開発し、これを実建物に適用した成果を示す。エネルギー消費量は気象条件や建物の運用条件によって変動するため、省エネルギー量をこれら変動要因の影響を考慮して合理的に評価する手法が必要である。省エネルギー量は、省エネルギー改修がないとした場合のエネルギー消費量を改修後に変化した変動要因で補正した消費量（これを補正ベースラインと呼ぶ）と、実際の消費量との差として求められる。国際性能計測・検証議定書(IPMVP: International Performance Measurement and Verification Protocol)では、補正ベースラインを求める方法として4つの選択肢(Option A, B, C, D)を挙げている。その中でも、シミュレーションによる方法(Option D)は、現在多くの事業者が用いている簡単な回帰式による方法(Option C)と比べて必要な情報と労力は増えるが、様々な気象条件や建物の運用条件の変化を考慮して補正ベースラインを求めることができ、より合理的な省エネルギー量の推定ができる。しかし、適用事例は少なく、どのようにシミュレーションを作成しベースラインを推定するかは確立されていない。本研究では、気象条件や建物の運用条件を時々刻々と与えられるように改良した非定常熱負荷計算モデルとエネルギー消費量推定モデルを組み合わせてベースライン推定モデルを作成する手法を開発し、本手法を実建物に適用して、その有効性を示す。

第7章は総括であり、本研究で得られた成果を要約し、今後の課題をまとめている。

参考文献

- 1-1) IEA/ECBCS/Annex25: Final Report: Building Operation and Fault Diagnosis Source Book, 1996
- 1-2) IEA/ECBCS/Annex34: Final Report: Computer-aided Evaluation of HVAC System Performance, 2001
- 1-3) IEA/ECBCS/Annex40 Final Report: Commissioning Tools for Improved Energy Performance, 2004
- 1-4) ASHRAE: ASHRAE Guideline 1-1996, The HVAC Commissioning Process, 1996
- 1-5) Haves P., Dexter, A. L., Jorgensen, D. R., Ling K. V., Geng G., Use of a Building Emulator to evaluate techniques for improved commissioning and control of HVAC systems, ASHRAE Transactions, Vol. 97, Part 1, pp. 684-688, 1991
- 1-6) Bonneville Power Administration, Building Commissioning Guidelines, 1992

- 1-7) Naughton P. J., DCS commissioning for a microelectronic factory, ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part 2, 1992
- 1-8) DuBose G. H., Odom J. D., Fairey P. W.: Why HVAC commissioning procedures do not work in humid climates, ASHRAE Journal, Vol. 35 (12), 1993
- 1-9) E. E. Choat: Implementing the commissioning process, ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 1, 1993
- 1-10) Underwood T. D.: Commissioning process How it affects the building owner and maintenance contractor, ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 1, pp. 863-866, 1993
- 1-11) Tseng P. C., Harmon J., Edwards F. C.: Commissioning and Construction Quality Control – a New Perspective on Facility Commissioning, ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 959-968, 1993
- 1-12) Lawson C. N., Commissioning Hospitals for Compliance, ASHRAE Transactions, Vol. 99, Part 2, pp. 1183-1190, 1993
- 1-13) Tseng P. C., Stanton-Hoyle D. R., Withers W. M., Commissioning through Digital Control and an Advanced Monitoring System – a Project perspective, ASHRAE Transactions, Vol. 100, pp. 1382-1392, 1994
- 1-14) Richardson G., Commissioning of VAV Laboratories and the Problems Encountered, ASHRAE Transactions, Vol. 100, pp. 1393-1399, 1994
- 1-15) Haves P., Saksbury T. I., Jorgensen, D. R., Dexter, A. L., Development and testing of a prototype tool for HVAC control system commissioning, ASHRAE Transactions, Vol. 102, 1996
- 1-16) Ellis R.T.: Commissioning a Museum and Archival Storage Facility, ASHRAE Transactions, Vol. 102, 1996
- 1-17) Angle, Steven L., H. Arkin: Commissioning lab buildings, ASHRAE Journal, Vol. 40 (11), Part 1, p.49-57, 1998
- 1-18) Pacific Gas and Electric, General Commissioning Procedure for DDC Systems, 2001
- 1-19) 中原信生他：空気調和設備の当初性能検証（コミッショニング）の実践研究（第1～8報），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，2001. 9
- 1-20) M. R. Brambley, R. Briggs, S. Katipamula, C. Dasher, L. Luskay, and L. Irvine: Investigating Potential Strategies for Automating Commissioning Activities, Proceedings of the 10th National Conference on Building Commissioning of USA, 2002
- 1-21) Smith V. A., C. Scruton: Progress Update on Automated Commissioning and Diagnostics under the AEC PIER Research Program, Proceedings of the 10th National Conference on Building Commissioning of USA, 2002
- 1-22) 空気調和・衛生工学会コミッショニング委員会：建築設備の性能検証過程指針（SHASEG-0006- 2004），2005. 11

第2章 空調システムのモデル作成法

2.1 はじめに

空調システムの機器モデルとこれをネットワーク化したモデルを用いれば、空調システムの検証や最適化をより適切に、かつ効率よく実行できる。本研究では、物理現象を基礎とするモデル（以下、これを物理モデルと呼ぶ）を用いて検証を行う。物理的な意味を持たないブラックボックスモデルと比べて、物理モデルは次のような特徴がある

- 1) ブラックボックスモデルのパラメータを求めるためには多量のデータが必要となるが、物理モデルのパラメータは比較的少量のデータを基に求めることができる。設計、施工段階においては性能曲線や性能表から読み取った少量のデータを基にパラメータを定める必要があり、引渡し段階や運用初期段階においてもモデル作成のための十分な実運転データは入手できるとは限らない。ライフサイクルに亘る検証と最適化を行うためには、物理モデルを用いる手法が適切である。
- 2) 物理モデルは、パラメータを決定する際に使用した運転点の範囲から外れる運転点も適切に推定することができる。一方、ブラックボックスモデルはパラメータ決定に利用した運転データの範囲内でしかその精度は保証されない。一般に、性能曲線や性能表は定格運転点や特定の負荷率における運転点の性能しか記されていない場合が多いが、物理モデルであれば性能曲線に記されていない運転点の性能を推定することができる。例えば、一般に、ポンプの性能曲線は回転数が定格値の場合の曲線しか描かれていないが、物理モデルを用いれば回転数が変化したときの性能を推定できる。モデルを用いて最適化を行う際には、現在の運転点とは異なる運転点の性能を適切に推定する必要があるため、物理モデルの方が適している。

本章では、まず本論文で使用する空調機単体の物理モデルのモデル式、パラメータ決定方法に関して述べ、次に、室内熱負荷モデルに関する説明を行う。これらのモデルは既往研究において開発されたものであるが、これらのモデルに新たにパラメータ補正係数を組み込み、実機の性能をより精度良く再現するために実運転データを用いてモデルを補正できるようにした。次に、熱交換杭と地盤の伝熱モデルの概要に関して述べ、章の最後に、複数の部位モデルを組み合わせてシステムモデルを作成する手法を示す。

2.2 各部位のモデル化とモデルパラメータ決定法

2.2.1 空調機器単体のモデル

本論文で使用するファン、ポンプ、インバータ、モータ、冷水コイル、開放式冷却塔、熱交換機、全熱交換器のモデル式とモデルパラメータの決定方法を示す。

(1) ファン・ポンプ

ファンとポンプのモデル式は同じであるため、本節ではファンモデルに関する説明を行う。モデルの入力は回転数 r_f と流量 m_f ，出力は消費電力 E_f である。無次元化差圧 C_h [-] と機器効率 η_f を無次元化流量 C_f の4次式として表し、これを用いて入出力の関係を求める。モデル式を次に示す。

$$y = E_f = \frac{m_f p_f}{\eta_f \rho_a} = f_{fan}(r_f, m_f) \quad \dots\dots (2.1)$$

$$C_h = k_{ch} (a_{ch,0} + a_{ch,1} C_f + a_{ch,2} C_f^2 + a_{ch,3} C_f^3 + a_{ch,4} C_f^4) \quad \dots\dots (2.2)$$

$$\eta_f = k_{\eta} (a_{\eta,0} + a_{\eta,1} C_f + a_{\eta,2} C_f^2 + a_{\eta,3} C_f^3 + a_{\eta,4} C_f^4) \quad \dots\dots (2.3)$$

$$C_f = \frac{m_f}{\rho_a r_f D^3} \quad \dots\dots (2.4)$$

$$C_h = \frac{1000 p_f}{\rho_a r_f^2 D^2} \quad \dots\dots (2.5)$$

ここで、

C_h	: 無次元化差圧	[-]
C_f	: 無次元化流量	[-]
$a_{ch,0}, \dots, a_{ch,4}$: 圧力に関するパラメータ	[-]
$a_{\eta,0}, \dots, a_{\eta,4}$: 効率に関するパラメータ	[-]
k_{ch}	: パラメータ a_{ch} に対する補正係数	[-]
k_{η}	: パラメータ a_{η} に対する補正係数	[-]
η_f	: 機器効率	[-]
m_f	: 質量流量	[kg/s]
ρ_a	: 流体密度	[kg/m ³]
r_f	: 回転数	[1/s]
D	: 羽径	[m]
p_f	: 差圧	[kPa]
E_f	: 消費電力	[kW]

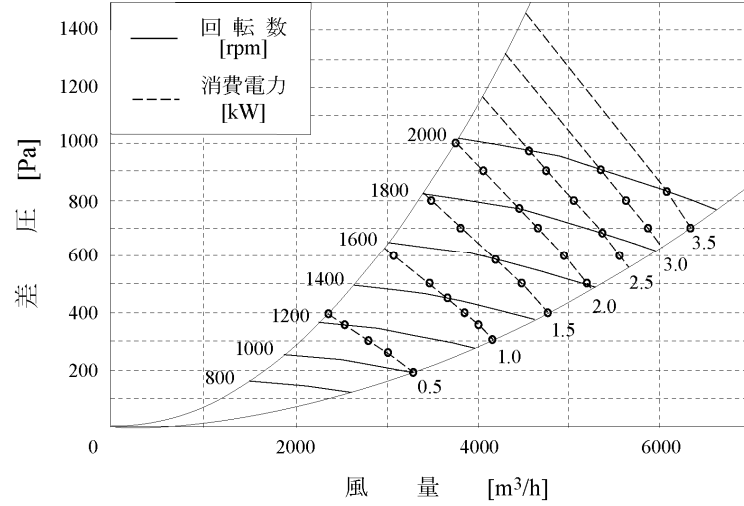


図 2.1 送風機性能曲線の例

このモデルは、空調システムシミュレーションソフトウェアである HVACSIM+ で用いられているモデルに、補正係数 k_a , k_e を加えたモデルである。式の数 は 5 であり、未知数は C_f , C_h , η_f , m_f , r_f , p_f , E_f の 7 つであるため、これらのうち 2 つの値が決まれば、すべての未知数の値が定まる。

パラメータは $a_{ch,0}, \dots, a_{ch,4}$, $a_{\eta,0}, \dots, a_{\eta,4}$, D である。 D は機器の性能書に記載されている値を用いる。 $a_{ch,0}, \dots, a_{ch,4}$, $a_{\eta,0}, \dots, a_{\eta,4}$ は機器固有の特性曲線 (図 2.1) から回転数、流量、差圧、効率の運転点の組 $\{r_f, m_f, p_f, \eta_f\}$ を読み取り、式 (2.6), (2.7) より最小二乗法を用いて求める。

$$\min_{a_{ch,0}, \dots, a_{ch,4}} \left\{ \left(a_{ch,0} + a_{ch,1} C_f + a_{ch,2} C_f^2 + a_{ch,3} C_f^3 + a_{ch,4} C_f^4 \right) - C_h \right\}^2 \quad \dots\dots (2.6)$$

$$\min_{a_{\eta,0}, \dots, a_{\eta,4}} \left\{ \left(a_{\eta,0} + a_{\eta,1} C_f + a_{\eta,2} C_f^2 + a_{\eta,3} C_f^3 + a_{\eta,4} C_f^4 \right) - \eta_f \right\}^2 \quad \dots\dots (2.7)$$

k_{ch} , k_{η} はモデルの補正係数である。補正を行わない場合は k_{ch} , k_{η} は 1 とする。回転数、流量、消費電力の計測値の組 $\{r_f, m_f, E_f\}$ を用いて、次式を満たす補正係数 k_a , k_e を求める。

$$\min_{k_{ch}, k_{\eta}} \left\{ f_{a_{ch}, a_{\eta}}(r_f, m_f) - E_f \right\}^2 \quad \dots\dots (2.8)$$

(2) インバータ

インバータモデルの入力は負荷率 L_i 、出力は機器効率 η_i である。機器効率を負荷率の 4 次式としてモデル化する。インバータのモデル式を次に示す。

$$y = \eta_i = k_{a_i} \left(a_{i,0} + a_{i,1} L_i + a_{i,2} L_i^2 + a_{i,3} L_i^3 + a_{i,4} L_i^4 \right) = f_{inv}(L_i) \quad \dots\dots (2.9)$$

ここで,

η_i	: インバータ効率	[-]
$a_{i,0},...,a_{i,4}$: パラメータ	[-]
k_{a_i}	: 補正係数	[-]
L_i	: 負荷率	[-]

パラメータ $a_{i,0},...,a_{i,4}$ は, L_i と η_i の関係を描いたインバータの性能曲線を基に求める. ただし, 機種によっては性能曲線が存在せず, L_i と発生損失 h_{inv} の関係が数組記された性能表しかない場合もある. この場合は, L_i と h_{inv} を用いて次式により η_i を求め, 求まった η_i と L_i を用いてパラメータを求める.

$$\eta_{inv} = \frac{E_{i,r} L_i}{E_{i,r} L_i + h_{inv}} \quad \dots\dots (2.10)$$

ここで,

h_{inv}	: インバータ発生損失	[kW]
$E_{i,r}$: インバータ定格消費電力	[kW]

補正係数 k_{a_i} は負荷率とインバータ効率の実運転データを用いて最小二乗法により求める.

(3) モータ

モータモデルの入力は負荷率, 出力は機器効率である. インバータと同様に, 機器効率を負荷率の 4 次式としてモデル化する. モータのモデル式を次に示す.

$$y = \eta_m = k_{a_m} (a_{m,0} + a_{m,1} L_m + a_{m,2} L_m^2 + a_{m,3} L_m^3 + a_{m,4} L_m^4) = f_{moter}(L_m) \quad \dots\dots (2.11)$$

ここで,

η_m	: モータ効率	[-]
$a_{m,0},...,a_{m,4}$: パラメータ	[-]
k_{a_m}	: 補正係数	[-]
L_m	: 負荷率	[-]

パラメータ $a_{m,0},...,a_{m,4}$ は, L_m と η_m の関係を描いたモータの性能曲線を基に求める. 補正係数 k_{a_m} は負荷率とモータ効率の実運転データを用いて最小二乗法により求める.

(4) 冷水コイル

冷水コイルモデルの入力は入口空気の温度 $\theta_{ca,i}$ と湿度 $x_{ca,i}$ ，風量 m_{ca} ，入口冷水温度 $\theta_{cw,i}$ ，冷水流量 w_c ，出力は出口空気の温度 $\theta_{ca,o}$ と湿度 $x_{ca,o}$ ，出口冷水温度 $\theta_{cw,o}$ である．冷水コイルの処理熱量を，冷水入口温度と空気入口温度との差にコイルの熱容量と熱交換効率を掛けたものとして表し，これを用いて入出力の関係を求める．コイルモデルのモデル式を次に示す．

$$\begin{cases} \theta_{ca,o} = f_{coil,1}(\theta_{ca,i}, x_{ca,i}, m_{ca}, \theta_{cw,i}, w_c) \\ x_{ca,o} = f_{coil,2}(\theta_{ca,i}, x_{ca,i}, m_{ca}, \theta_{cw,i}, w_c) \\ \theta_{cw,o} = f_{coil,3}(\theta_{ca,i}, x_{ca,i}, m_{ca}, \theta_{cw,i}, w_c) \end{cases} \quad \dots\dots (2.12)$$

$$Q_c = \max(Q_{cd}, Q_{cw}) \quad \dots\dots (2.13)$$

$$Q_{cd} = \varepsilon_{cd} C_{cd} (\theta_{ca,i} - \theta_{cw,i}) \quad \dots\dots (2.14)$$

$$\varepsilon_{cd} = f(U_c, C_{air}, C_{water}) \quad \dots\dots (2.15)$$

$$Q_{cw} = \varepsilon_{cw} C_{cw} (\theta_{ca,i} - \theta_{cw,i}) \quad \dots\dots (2.16)$$

$$\varepsilon_{cw} = f(U_{cw}, C_{airs}, C_{water}) \quad \dots\dots (2.17)$$

$$C_{air} = m_{ca} (c_{pa} + c_{px} x_{ca,i}) \quad \dots\dots (2.18)$$

$$C_{water} = w_c c_{pw} \quad \dots\dots (2.19)$$

$$C_{airs} = m_{ca} c_s \quad \dots\dots (2.20)$$

ここで，

θ_{ca}	: コイル空気温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
x_{ca}	: 入口空気絶対湿度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[kg/kgDA]
θ_{cw}	: コイル入口冷水温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
m_{ca}	: 空気質量流量	[kg/s]
w_c	: 冷水流量	[kg/s]
Q_c	: 交換熱量	[J]
Q_{cd}	: 乾きコイルの交換熱量	[J]
ε_{cd}	: 乾きコイルの効率	[-]
C_{cd}	: 乾きコイルの熱容量	[J/K]
C_{air}	: 空気の熱容量	[J/K]
C_{water}	: 水の熱容量	[J/K]
c_{pa}	: 乾き空気の比熱	[J/g · K]
c_{px}	: 湿り空気の比熱	[J/g · K]
Q_{cw}	: 湿りコイルの交換熱量	[J]
C_{airs}	: 飽和空気の熱容量	[J/K]

このモデルでは、コイルが乾いていると仮定した場合の処理熱量と湿っていると仮定した場合の処理熱量をそれぞれ求め、両熱量を比べて値の大きい方が現在の状態であると判断している。パラメータは、チューブの外径、厚さ、材質、フィンのピッチ、厚さ、材質、チューブの列数、段数、サーキット数、フィン部の高さ、幅、奥行きである。ここで、サーキット数とは、大元の冷水管から分岐して通水するチューブの本数である。これらは機器の性能表に値が記載されている。これらのデータを基にコイルの効率と熱容量を求める。

コイルモデルに関しては、パラメータが多くモデルの補正は難しい。本論文では、コイルモデル単体で補正を行うのではなく、コイルを含めたサブモデルを作成し、このサブモデル全体を補正する。

(5) 開放式冷却塔

開放式冷却塔では水と空気の直接接触によって熱交換が行われるため、水と空気との温度差に基づく顕熱移動と、水と空気の蒸気圧差に基づく物質移動が生じる。冷却塔内部の微小高さ dZ で生じる水と空気の熱交換量 dQ_{ct} は、水温と同温の飽和空気の比エンタルピー h_{sa} と周囲空気の比エンタルピー h_a との差 $(h_{sa} - h_a)$ に比例するとすれば、式(2.21)が成り立つ。また、冷却水と大気の熱収支より式(2.22)が成り立つ。

$$dQ_{ct} = K_{ct}(h_{sa} - h_a)A_{ct}dZ = K_{ct}(h_{sa} - h_a)dV_{ct} \quad \dots\dots (2.21)$$

$$dQ_{ct} = g_{ct}dh = -c_w w_{ct}d\theta_{ct,w} \quad \dots\dots (2.22)$$

ここで、

Q_{ct}	: 冷却塔熱交換量	[kJ]
g_{ct}	: 冷却塔ファン風量	[kg/s]
c_w	: 水の比熱	[kJ/kg · s]
w_{ct}	: 冷却水流量	[kg/s]
K_{ct}	: 総括移動係数	[kW/m ² · dh]
A_{ct}	: 空気の流れに直角方向の塔断面積	[m ²]
V_{ct}	: 冷却塔の有効容積	[m ³]
$\theta_{ct,w}$: 冷却水温度	[°C]

冷却塔内部で K_{ct} は一定であるとして、式(2.21)と(2.22)を冷却塔高さ Z について積分すると、次式(2.23)、(2.24)が得られる。これが開放式冷却塔のモデル式である。

$$U_{ct} = \frac{K_{ct}V_{ct}}{g_{ct}} = \int \frac{dh}{h_{sa} - h_a} \cong \sum_{n=1}^{N_{ct}} \frac{1}{h_{sa,n} - h_{a,n}} \quad \dots\dots (2.23)$$

$$U_{ct} \frac{g_{ct}}{w_{ct}} = c_w \int \frac{d\theta_{ct,w}}{h_{sa} - h_a} \cong \frac{c_w(\theta_{ct,wi} - \theta_{ct,wo})}{N_{ct}} \sum_{n=1}^{N_{ct}} \frac{1}{h_{sa,n} - h_{a,n}} \quad \dots\dots (2.24)$$

$$h_a = c_a \theta_{ct,a} + x_a (L_w + c_v \theta_{ct,a}) \quad \dots\dots (2.25)$$

$$h_{sa} = c_a \theta_{ct,w} + x_{ct,sa} (L_w + c_v \theta_{ct,w}) \quad \dots\dots (2.26)$$

ここで,

h_a	: 冷却塔空気のエンタルピー (添字 i : 入口, o : 出口)	[kJ/kg]
$\theta_{ct,w}$: 冷却水温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
U_{ct}	: 移動単位数	[kJ・dh/s]
N_{ct}	: 冷却塔内分割数	[-]

パラメータは移動単位数 U_{ct} であり, 設計湿球温度, 設計冷却水入口温度, 設計冷却水出口温度, 設計空気通過流量, 設計冷水通過流量から求まる.

(6) 熱交換器

モデルの入力は一次側流体の入口温度 $\theta_{hx,w1i}$, 流量 $w_{hx,1}$, 二次側流体の入口温度 $\theta_{hx,w2i}$, 流量 $w_{hx,2}$, 出力は一次側流体温度 $\theta_{hx,w1o}$, 二次側流体温度 $\theta_{hx,w2o}$ である. 熱交換器の熱交換量 Q_{hx} を対数温度差を用いて表し, これを用いて入出力の関係を求める. モデル式を次に示す.

$$\begin{cases} \theta_{hx,w1o} = f_{hx1}(\theta_{hx,w1i}, w_{hx,1}, \theta_{hx,w2i}, w_{hx,2}) \\ \theta_{hx,w2o} = f_{hx2}(\theta_{hx,w1i}, w_{hx,1}, \theta_{hx,w2i}, w_{hx,2}) \end{cases} \quad \dots\dots (2.27)$$

$$Q_{hx} = c_w w_{hx,1} (\theta_{hx,w1o} - \theta_{hx,w1i}) = c_w w_{hx,2} (\theta_{hx,w2o} - \theta_{hx,w2i}) \quad \dots\dots (2.28)$$

$$Q_{hx} = k_{hx} U_{hx} A_{hx} \frac{(\theta_{hx,w2o} - \theta_{hx,w1i}) - (\theta_{hx,w2i} - \theta_{hx,w1o})}{\ln \left\{ (\theta_{hx,w2o} - \theta_{hx,w1i}) / (\theta_{hx,w2i} - \theta_{hx,w1o}) \right\}} \quad \dots\dots (2.29)$$

ここで,

$\theta_{hx,w1}$: 一次側流体温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
$\theta_{hx,w2}$: 二次側流体温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
k_{hx}	: 補正係数	[-]
U_{hx}	: 冷却塔熱交換部の総括伝熱係数	[kW/m ² ・K]
A_{hx}	: 冷却塔熱交換部の伝熱面積	[m ²]

パラメータは U_{hx} と A_{hx} であり, これらの値は機器性能表に記載されている. 補正係数 k_{hx} は一次側流体, 二次側流体の出入口温度と流量の実運転データを用いて最小二乗法により定める.

(7) 全熱交換器

全熱交換器モデルの入力は, 外気入口温度 $\theta_{o,in}$ と湿度 $X_{o,in}$, 還気の温度 $\theta_{r,in}$ と湿度 $X_{r,in}$, 出力

は外気出口温度 $\theta_{o,out}$ と湿度 $X_{o,out}$ である．全熱交換効率 η_h と顕熱交換効率 η_θ を風量の一次式として表し，これを用いて入出力の関係をモデル化する．モデル式を次に示す．

$$\theta_{o,out} = f_{aex1}(\theta_{o,in}, \theta_{r,in}) = \theta_{o,in} - \eta_\theta (\theta_{o,in} - \theta_{r,in}) \quad \dots\dots (2.30)$$

$$X_{o,out} = f_{aex1}(\theta_{o,in}, X_{o,in}, \theta_{r,in}, X_{r,in}) = \frac{1}{c_v \theta_{o,out} + L_w} \left(\frac{h_{o,out}}{\rho_a V_{oa}} - c_a \theta_{o,out} \right) \quad \dots\dots (2.31)$$

$$h_{o,out} = h_{o,in} - \eta_h (h_{o,in} - h_{r,in}) \quad \dots\dots (2.32)$$

$$\eta_h = k_{h0} (a_{h0} + a_{h1} V_{oa}) \quad \dots\dots (2.33)$$

$$\eta_\theta = k_{\theta 0} (a_{\theta 0} + a_{\theta 1} V_{oa}) \quad \dots\dots (2.34)$$

ここで，

θ_o	： 一次側流体温度(添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
θ_r	： 二次側流体温度(添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
η_θ	： 温度交換効率	[-]
η_h	： 全熱交換効率	[-]
V_{oa}	： 外気導入量	[kg/s]

パラメータは $a_{h0}, a_{h1}, a_{\theta 0}, a_{\theta 1}$ であり，これらの値は性能曲線より読み取った V_{oa} , η_θ , η_h を基に求める．補正係数 k_{h0} , $k_{\theta 0}$ は, $\theta_{o,in}$, $X_{o,in}$, $\theta_{r,in}$, $X_{r,in}$, $\theta_{o,out}$, $X_{o,out}$ の実運転データを用いて最小二乗法により定める．

2.2.2 室の熱負荷推定モデル

空調システムは室に発生した熱負荷を処理して室を快適に保つための装置であるため，その性能を分析する際に，建物とのインタラクションを考慮しなければならない場合がある．本研究では，一時間単位の熱負荷を応答係数法により推定するモデルと，秒単位の熱応答を計算するモデルを用いる．

(1) 応答係数法による熱負荷推定モデル

応答係数法を用いて一時間単位の熱負荷を推定する．モデル式を次に示す．

$$Q_{b,n} = Q_{T,n} - Q_{R,n} + c_a V_{oa,n} (h_{o,n} - h_{r,n}) \quad \dots\dots (2.35)$$

$$Q_{T,n} = \sum_{j=0}^{\infty} \{ q_{t,n-j} \varphi_{t,j} + q_{g,n-j} \varphi_{g,j} + q_{r,n-j} \varphi_{r,j} \} \quad \dots\dots (2.36)$$

$$q_{t,n} = A_w \sum_{j=0}^{\infty} (\theta_{e,n-j} - \theta_{ref}) \phi_{T,j} \quad \dots\dots (2.37)$$

$$Q_{R,n} = \sum_{j=0}^{\infty} (\theta_{r,n-j} - \theta_{ref}) \phi_{R,j} \quad \dots\dots (2.38)$$

本論文では、室内温湿度、気象データ、運用スケジュールの計測データを入力できるように改良したモデルを使用する。

(2) 短時間の熱応答を計算する熱負荷推定モデル

制御系を含めたシステムのモデル化を行うためには短時間の伝熱応答を計算する必要がある。本論文では、シミュレーションソフトウェア SIMBAD で採用されているモデルであり、電気回路とのアナロジーを利用して短時間の熱応答の計算を行う室モデルを用いる。モデルの構造を表した回路を図 5.2.37 に示す。モデル式を以下に示す。

$$\dot{X} = AX + BU \quad \dots\dots (2.39)$$

$$Y = CX \quad \dots\dots (2.40)$$

$$X = [\theta_i, \theta_s, \theta_w]^T \quad \dots\dots (2.41)$$

$$U = [\theta_{fresh}, \theta_{ext}, \theta_{adj}, \Phi_{em}, \Phi_{gain}]^T \quad \dots\dots (2.42)$$

$$\frac{d\theta_i}{dt} = \left[\frac{1}{C_i} \left(-\frac{1}{R_{is}} - \frac{1}{R_{ei}} \right) \theta_i + \frac{1}{C_i R_{is}} \theta_s \right] + \left[\frac{1}{C_i R_{ei}} \theta_{fresh} + \frac{1}{C_i} \Phi_i \right] \quad \dots\dots (2.43)$$

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \left[\frac{1}{C_s R_{is}} \theta_i + \frac{1}{C_s} \left(-\frac{1}{R_{is}} - \frac{1}{R_{ws}} - \frac{1}{R_{es}} \right) \theta_s + \frac{1}{C_s R_{ws}} \theta_w \right] + \left[\frac{1}{C_s R_{es}} \theta_{ext} + \frac{1}{C_s} \Phi_s \right] \quad \dots\dots (2.44)$$

$$\frac{d\theta_w}{dt} = \left[\frac{1}{C_w R_{ws}} \theta_s + \frac{1}{C_w} \left(-\frac{1}{R_{ws}} - \frac{1}{R_{ew}} \right) \theta_w \right] + \left[\frac{1}{C_w R_{ew}} \theta_{adj} + \frac{1}{C_w} \Phi_w \right] \quad \dots\dots (2.45)$$

$$\Phi_i = \varepsilon_{em} \Phi_{em} + \varepsilon_{gain} \Phi_{gain} \quad \dots\dots (2.46)$$

$$\Phi_s = \alpha_s \left[(1 - \varepsilon_{em}) \Phi_{em} + (1 - \varepsilon_{gain}) \Phi_{gain} \right] \quad \dots\dots (2.47)$$

$$\Phi_w = \alpha_w \left[(1 - \varepsilon_{em}) \Phi_{em} + (1 - \varepsilon_{gain}) \Phi_{gain} \right] \quad \dots\dots (2.48)$$

ここで、

θ : 温度 (添字 i : 空気, s : 変化後の空気, w : 壁体, $fresh$: 新鮮空気, ext : 外気, adj : 隣室) [°C]

Φ : 熱取得 (i : ゾーン空気の対流熱取得, s : 変化後の空気の放射熱取得, w : 壁面の放射熱取得, em : $gain$: 内部発熱) [J]

C : 熱容量 (i : ゾーン空気, s : 変化後の空気, w : 壁面) [J/K]

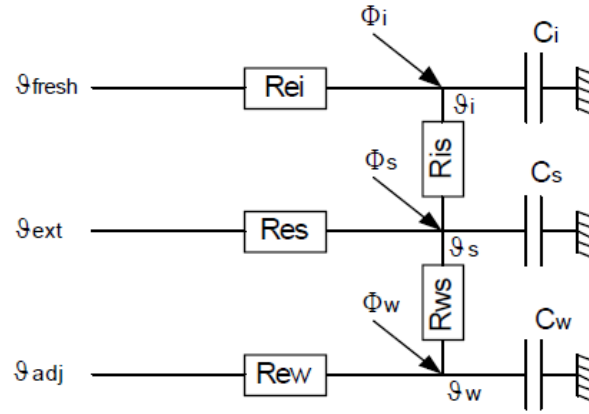


図 2.2 室モデル(R5C3 モデル)

R : 熱抵抗(添字 ei : θ_{fresh} と θ_i の抵抗, es : θ_{ext} と θ_s の抵抗, ew : θ_{adj} と θ_w の抵抗, is : θ_i と θ_s の抵抗, ws : θ_s と θ_w の抵抗) [$m^2 \cdot K/W$]

このモデルは3次元の状態空間モデルであり, 空気温度 θ_i , 変化後の空気温度 θ_s , 壁体温度 θ_w の3つの状態を持つ. モデルパラメータはゾーンの大きさ(長さ, 幅, 高さ), 窓の大きさ(長さ, 高さ), 外壁, 内壁, 床, 天井の構成(各層の材質, 厚さ)である. これらのパラメータは設計図面を基に定める.

2.2.3 熱交換杭と地盤の伝熱モデル

杭は通常円筒形であるため, 熱交換杭と地盤の伝熱は円筒座標系の非定常問題として扱う. 図2.3に示す微小領域の熱収支より以下の式が成り立つ. ただし \dot{Q} は微小領域内部における単位体積あたりの発熱率とする.

$$\rho c \frac{dT}{dt} dr d\theta dy = \dot{Q} - dQ = \dot{Q} - (dQ_r + dQ_\theta + dQ_y) \quad \dots\dots (2.49)$$

$$dQ_r = q_r r d\theta dy - \left(q_r + \frac{\partial q_r}{\partial r} dr \right) (r + dr) d\theta dy \quad \dots\dots (2.50)$$

$$dQ_\theta = q_\theta dr dy - \left(q_\theta + \frac{\partial q_\theta}{r \partial \theta} d\theta \right) dr dy \quad \dots\dots (2.51)$$

$$dQ_y = q_y \left\{ \frac{1}{2} (r + dr)^2 d\theta - \frac{1}{2} r^2 d\theta \right\} - \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \right) \left\{ \frac{1}{2} (r + dr)^2 d\theta - \frac{1}{2} r^2 d\theta \right\} \quad \dots\dots (2.52)$$

$$q_r = \lambda_r \frac{\partial T}{\partial r} \quad \dots\dots (2.53)$$

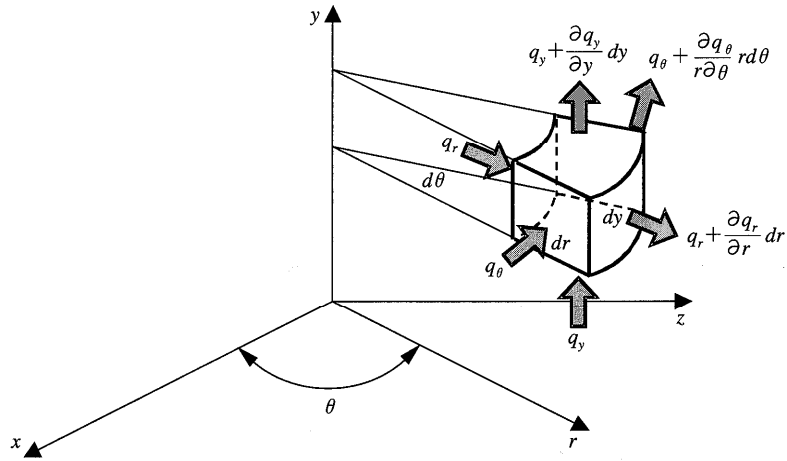


図 2.3 円筒座標系における微小領域の熱バランス

$$q_{\theta} = \frac{\lambda_r}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad \dots\dots (2.54)$$

$$q_y = \lambda_y \frac{\partial T}{\partial r} \quad \dots\dots (2.55)$$

以上の式より，次式の円筒座標系非定常熱伝導の支配方程式が得られる．

$$\frac{\lambda_r}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\lambda_{\theta}}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \dot{Q} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots\dots (2.56)$$

等方性材料を仮定し，軸対象定常問題であるとすれば，支配方程式は式(2.50)のように書ける．

$$\frac{\lambda}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \dot{Q} = 0 \quad \dots\dots (2.57)$$

この支配方程式を用いて実際にモデルを作成する方法の詳細は，本論文第 5 章に示す．モデルの入力は熱交換杭内に設置された配管の入口冷水温度と流量，出力は配管出口冷水温度である．

2.3 複数の部位モデルを組み合わせた空調システム全体のモデル作成

空調システム全体のモデルは，各部位のモデルの入力と出力を繋ぎ合わせて作成する．つまり，複数のモデル式から成る非線形連立方程式を解くことで，システムの性能を推定する．推定精度の高いシステム全体モデルを作成するためには，実運転データを用いて各部位のモデルパラメータを補正する必要がある．十分に精度が高い部位モデルを組み合わせなければ，時間の進行とともに誤差が蓄積し，適切な計算結果が得られない．

本論文では，システムモデルの作成を，アルゴリズム開発やデータの可視化，数値計算を行うための高レベルなテクニカルコンピューティング言語と対話型環境である MATLAB/Simulink を利用して行った．作成したシステムモデルの一例を図 2.4 に示す．この環境を利用すれば，グラ

フィカルにモデルを繋ぎ合わせることができ、容易にシステムモデルを作成できる。

2.4 まとめ

モデルを利用した性能検証手法の具体的な方法論を示した。まず、本論文で使用する空調機器モデル、熱負荷推定モデル、熱交換杭と地盤の伝熱モデルのモデル式とパラメータ決定法を示した。各モデルのモデル式、入出力、パラメータ決定に必要な情報を表 2.1 にまとめる。また、複数の部位のモデルを相互に組み合わせてシステムシミュレーションを構築する方法を示した。

参考文献

- 2-1) D. R. Clark : HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program Reference Manual, NBSIR 84-2996, pp. 31, 1985
- 2-2) CSTB : SIMBAD Building and HVAC Toolbox, Centre Scientirique et Technique du Batiment, 2003.6
- 2-3) S. Nadel et al. : Energy-Sfficient Moter Systems, American Council for an Energy-Efficient Economy, Washington, D.C. , pp115-119, 2002
- 2-4) Husaunndee A., Riederer P., et Visier J.C.: Coil modelling in the Simbad toolbox - numerical and experimental validation of the cooling coil model, SSB'98 System Simulation in Building Conference, Liege, December 14-16, 1998
- 2-5) ASHRAE, ASHRAE Handbook, Fundamentals, S.I. Edition, p. 6.7, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, 1993.
- 2-5) Chen F., Yuchun Deng, Zhifeng Xue, Ruhong Wu: Tool pack for building environment simulation, HV&AC, 1999, 4th issue, pp. 58-63
- 2-5) J. P. Holman 著, 平田賢監訳 : 伝熱工学, 1936
- 2-6) 日本機械学会 : 伝熱工学資料 改訂第 4 版, 1986

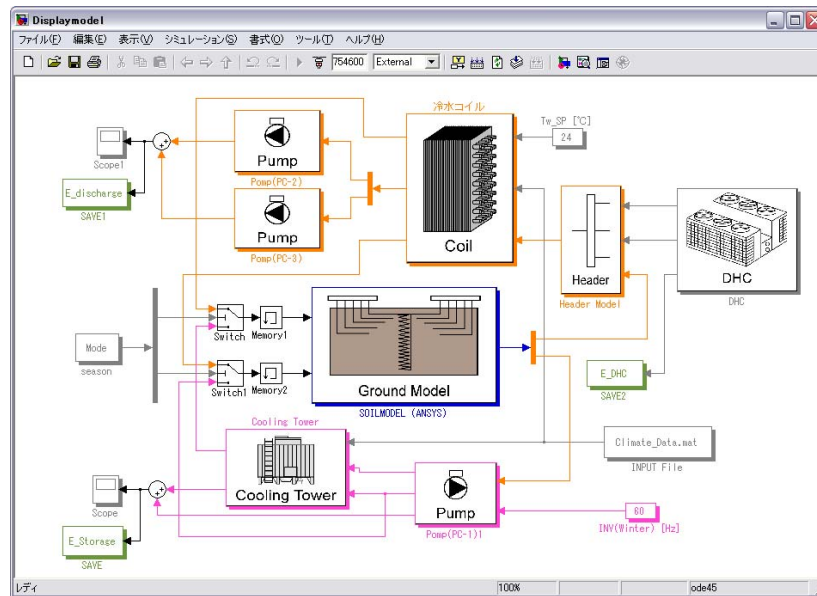


図 2.4 システムシミュレーションの作成例 (MATLAB/Simulink)

表 2.1 空調機器のモデル

	モデル式	入力	出力	パラメータ決定に必要な情報
ファン	式(2.1)～(2.5)	回転数, 送風量	消費電力	機器特性曲線より読み取った回転数, 風量, 差圧, 効率の組
ポンプ		回転数, 流量	消費電力	機器特性曲線より読み取った回転数, 風量, 揚程, 効率の組
インバータ	式(2.9), (2.10)	負荷率	機器効率	特性曲線より読み取った負荷率と機器効率の組
モータ	式(2.11)	負荷率	機器効率	特性曲線より読み取った負荷率と機器効率の組
冷水コイル	式(2.12)～(2.20)	空気入口温度 空気入口湿度 空気風量 冷水入口温度 冷水流量	空気出口温度 空気出口湿度 冷水出口温度	チューブ外径, 厚さ, 材質 フィンピッチ, 厚さ, 材質 チューブ列数, 段数 サーキット数 フィン部の高さ, 幅, 奥行き
冷却塔	式(2.21)～(2.26)	冷却水入口温度 冷却水流量 空気入口温度 空気風量	冷却水出口温度 空気出口温度	設計外気湿球温度 設計外気風量 設計冷却水入口温度 設計冷却水出口温度 設計冷却水流量
熱交換器	式(2.27)～(2.29)	高温側流体入口温度 高温側流体流量 低温側流体入口温度 低温側流体流量	高温側流体出口温度 低温側流体出口温度	伝熱面積 総括伝熱係数
全熱交換器	式(2.30)～(2.34)	外気入口空気温度 外気入口空気湿度 外気風量 還気入口空気温度 還気入口空気湿度 還気風量	外気出口空気温度 外気出口空気湿度 還気出口空気温度 還気出口空気湿度	機器特性曲線より読み取った全熱交換効率, 温度交換効率と風量の組

第3章 空調二次側システム機器のモデルベース性能検証

3.1 はじめに

空調二次側システム機器のモデルベース性能検証手法を示す。空調二次側システムの重要な要素である可変風量ファン、冷水コイル、要求風量制御装置に対して、モデルを用いて性能を検証する際に生じる種々の問題点を明らかにし、その解消法を示す。

- 1) 省エネルギーの観点から多くシステムで採用されている可変風量ファンは、ファン本体、インバータ、モータ、ファンベルトという複数の部品から成る。従って、可変風量ファンの性能検証を行うには、現在行われているファン本体を対象とした検証ではなく、構成部品を含めたファンシステムとしての性能を検証しなければならない。そこで、特性曲線を基に作成した各部品のモデルを組み合わせることでファンシステムの性能を推定するモデルを作成し、これを用いてシステムとしての性能を検証する手法を示す。
- 2) 冷水コイルの直前で外気と還気が混合するため、コイル入口空気の温湿度はコイル断面に対して面的な分布を持つ。通常、分布を無視した計測値を用いてコイルの性能を検証しているが、実際には分布があるため、これは適切な検証とは言えない。コイルモデルは均一な温湿度を想定したモデルが一般的であるため、このコイルモデルを利用して近似的に空気温湿度の面分布を考慮する計算法を新たに開発する。
- 3) 制御装置の性能を検証するためには、通常行われている制御出力値が制御目標値に達するかどうかを検証するだけでなく、特性がダイナミックに動くデータを用いて動特性を検証することが重要である。本研究では、動的に制御信号値が変化する空調起動時のデータを用いて制御コントローラの性能をモデルベースで検証する手法を開発する。

3.2 検証対象とした空調システム

モデルベース性能検証を行う際に生じる問題点を明らかにし、また、問題点を解消する性能検証手法を適用してその有効性を実証するために、実オフィスビルの空調システムにて運転データを計測した。計測対象システムが空調する部屋の平面図を図 3.1 に、空調機の仕様を表 3.1 に示す。このシステムでは、1 台の空調機で 2 室（これらを室 A、室 B とする）を空調している。各室には VAV ユニットが 2 台あり、それぞれインテリアゾーンとペリメータゾーンの給気風量を制御している。インテリアゾーン用の VAV ユニットの設計最大風量は $1330\text{m}^3/\text{h}$ 、最小風量は $360\text{m}^3/\text{h}$ 、ペリメータゾーン用の VAV ユニットの設計最大風量は $670\text{m}^3/\text{h}$ 、最小風量は $360\text{m}^3/\text{h}$ である。各 VAV

ユニットの吹出風量は、室温が設定値となるように要求風量制御装置によって自動制御される。

運転データの計測項目を表 3.2 に示す。この建物にはエネルギー管理システム (BEMS, Building Energy Management System) が導入されており、BEMS の計測データを分析に利用した。BEMS で計測されていない項目に関しては、計測機器を追加で設置して運転データを収集した。データ採取のサンプリングタイムは 1 分とした。これらの運転データを利用して以後の分析を行う。

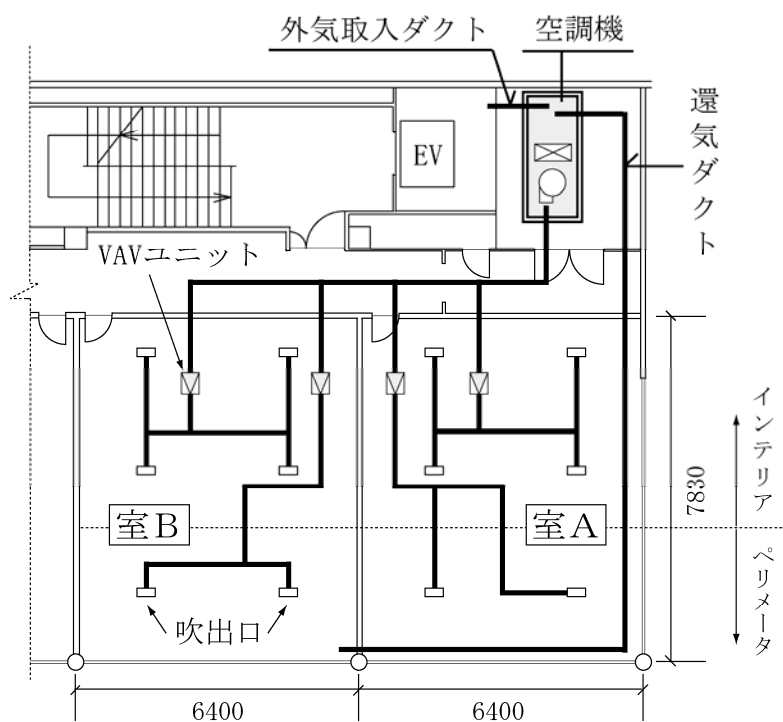


図 3.1 実験対象建物の平面図



図 3.2 対象とする空調機



図 3.3 空調機ファンとコイル

表 3.1 実験対象空調機の機器仕様

給気ファン	羽径		0.28 m
	回転数		31.2 s^{-1}
	給気風量		1.31 kg/s ($4000 \text{ m}^3/\text{h}$)
	前後差圧		0.879 kPa
	消費電力		2.2 kW
冷却コイル	形式		プレート型
	フロータイプ		トリプルフロー
	前面積		0.561 m^2
	定格冷却能力		31.4 kW
	入口空気乾球温度/湿球温度		$26.9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ / $21.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
	出口空気乾球温度/湿球温度		$12.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ / $12.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$
	冷水流量		1.07 kg/s (64 l/min)
	冷水温度	入口	$7 \text{ }^{\circ}\text{C}$
		出口	$14 \text{ }^{\circ}\text{C}$

表 3.2 計測項目

	計測項目	計測方法
室	ゾーン温度	BEMS
	ゾーン温度設定値	BEMS
給気ファン	インバータ値	BEMS
	給気風量	BEMS
	回転数	回転数計
	差圧	半導体圧力センサ式差圧計
	消費電力	クランプメータ
コイル	入口空気温度	熱電対
	入口空気湿度	簡易温湿度計測器
	出口空気温度	熱電対
	出口空気湿度	簡易温湿度計測器
	冷水入口温度	BEMS
	冷水出口温度	BEMS
	冷水流量	BEMS
VAVユニット	吹き出し風量	BEMS
VAV要求風量制御装置	要求風量信号値	BEMS

3.3 モデルベース性能検証手法の開発

3.3.1 可変風量ファン

可変風量ファンは、ファン本体、インバータ、モータ、ファンベルトという部品から成る(図 3.4)。従って、可変風量ファンの性能をモデルベースで検証するためには、これらの部品のモデルを組み合わせた可変風量ファンモデルを作成する必要がある。可変風量ファンシステムのモデル式を以下に示す。ファン本体、インバータ、モータのモデルに関しては、本論文の第 2 章を参照のこと。

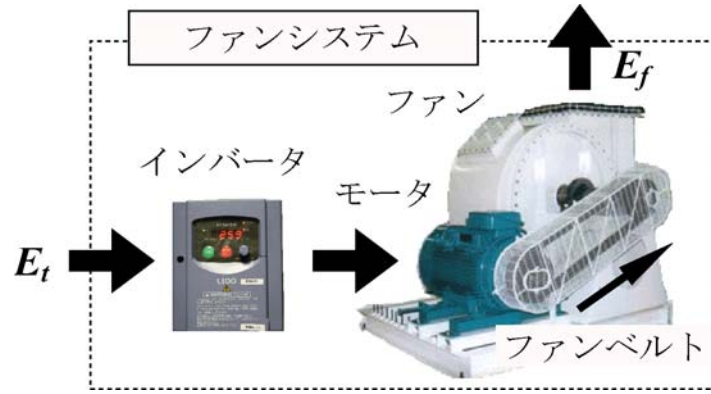


図 3.4 可変風量ファン

$$y = E_t = E_f \frac{1}{\eta_i} \frac{1}{\eta_m} \frac{1}{\eta_d} = f(r_f, m_f, L_f) \quad \dots\dots (3.1)$$

$$E_f = f_{fan}(r_f, m_f) \quad \dots\dots (3.2)$$

$$\eta_i = f_{inv}(L_f) \quad \dots\dots (3.3)$$

$$\eta_m = f_{motor}(L_f) \quad \dots\dots (3.4)$$

$$\eta_d = f_{drive}(L_f) \quad \dots\dots (3.5)$$

ここで,

E_t	: 可変風量ファンの消費電力	[kW]
E_f	: ファン本体の軸動力	[kW]
η_i	: インバータの効率	[-]
η_m	: モータの効率	[-]
η_d	: ファンベルトの効率	[-]
r_f	: 回転数	[1/s]
m_f	: 質量流量	[kg/s]
L_f	: 負荷率	[-]

可変風量ファンモデルを作成するためには、表 3.3、表 3.4 に示すような各 부품の負荷率と効率との関係を表すデータが必要である。一般に、定格点における効率に関しては比較的入手が容易であるが、負荷率の変化に伴う効率の変化に関するデータに関しては、全製品ではなく代表製品のためのデータしかない場合が多く、通常入手は難しい。そこで、本研究では、モデルベースによる性能検証を行うためにはどの程度の情報が必要であるかを知るために、部品の効率に関するデータがモデルの精度にどの程度の影響を与えるかを分析する。

インバータ，モータ，ファンベルトに対して，次の 3 つのモデルを作成し，各モデルの推定精度を比較する．

モデル 1 : η_i , η_m , η_d をすべて 1 とするモデル

モデル 2 : η_i , η_m , η_d を定格値の効率で一定とするモデル

モデル 3 : η_i , η_m , η_d を機器特性曲線に基づいて負荷率の変化に対する効率の変化を組み込んだモデル

各モデルのパラメータを表 3.3～3.4 に示す．ファン本体のモデルのパラメータは図 3.5 に示す性能曲線を基に定めた．モデル 2 のパラメータは表 3.5，表 3.6 に示す機器特性を基に定めた．ただし， η_d と L_f の関係を表すデータを入手することができなかったため， η_d は負荷率 L_f に無関係であるとし，一定値 0.95 を用いる³⁻¹⁾．

表 3.3 ファン本体のモデルのパラメータ

	0	1	2	3	4
a_{ch}	9.767	0.631	0.075	-0.421	0.058
a_{η}	0.483	0.095	-0.022	-0.023	0.003

表 3.4 インバータ，モータのモデルのパラメータ

モデル1	a_i	1	0	0	0	0
	a_m	1	0	0	0	0
モデル2	a_i	0.920	0	0	0	0
	a_m	0.830	0	0	0	0
モデル3	a_i	0.666	1.493	-3.426	3.508	-1.311
	a_m	0.296	2.841	-5.647	4.795	-1.470

表 3.5 インバータ発生損失

負荷率 [-]	0.7	1.0
発生損失 [W]	0.127	0.160

表 3.6 モータの効率

負荷率 [-]	0.25	0.45	0.70	1.00	1.25
モータ効率 [-]	0.735	0.792	0.821	0.811	0.802

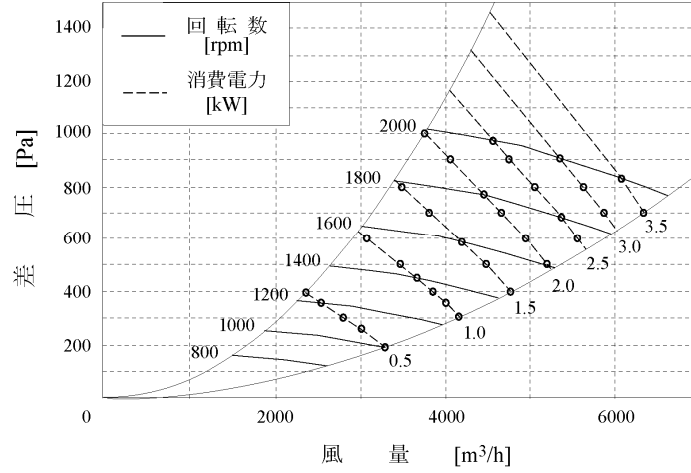


図 3.5 ファン本体の性能曲線
(図上の○印は、モデル作成時に読み取った点を示す)

実システムにて計測されたファン回転数と送風量を各モデルに入力して消費電力推定値 \hat{E}_t [kW] を求め、これと消費電力計測値 E_t [kW] を比較して各モデルの精度を分析する．次式で定義する平均誤差 e_E [kW] と相対誤差 $e_{E,r}$ [-] を各モデルに対して求める．

$$e_E = \hat{E}_t - E_t \quad \dots\dots (3.6)$$

$$e_{E,r} = \frac{e_E}{E_t} \quad \dots\dots (3.7)$$

また、年間の負荷率頻度分布で重みづけした平均誤差 \bar{e}_E と相対誤差 $\bar{e}_{E,r}$ を次式で定義する．

$$\bar{e}_E = \frac{\sum_{n=1}^N (\hat{E}_{t,n} - E_{t,n}) \gamma}{N} \quad \dots\dots (3.8)$$

$$\bar{e}_{E,r} = \frac{\bar{e}_E}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N E_{t,n}} \quad \dots\dots (3.9)$$

$$\gamma = f(L_f) \quad \dots\dots (3.10)$$

負荷率の出現頻度 γ は実験対象システムにて計測した 2001 年 8 月から 2002 年 7 月の運転データを用いて求める．負荷率の頻度分布を図 3.6 に示す．図より定格能力で運転する頻度は 0.4% と低く、負荷率が 0.2～0.3 という低負荷における運転の頻度が高いことが判る．

2002 年 8 月 7 日～21 日の計測データを利用して、各モデルの e_E と $e_{E,r}$ を計算する．図 3.6 に各モデルの e_E 、 $e_{E,r}$ と負荷率 L_f の関係を示す．また、負荷率が 1 のときの e_E と $e_{E,r}$ の平均値と、 \bar{e}_E と $\bar{e}_{E,r}$ の計算結果を表 3.7 に示す．結果から、モデル 1 とモデル 2 では約 25% の精度の差があることが判る．可変風量ファンの性能検証を行うためには、ファン本体だけではなく、インバータ、

モータ、ファンベルトのモデルを組み込んだ可変風量ファンモデルを作成しなければ、適切な性能検証はできないことが判る。モデル 2 とモデル 3 の誤差は定格値近傍ではほぼ等しいが、年間の負荷率出現頻度で重みづけした誤差で比較すれば、モデル 2 とモデル 3 の精度の差は約 12%と大きい。機器の性能を検証する場合、定格値近傍の性能だけではなく、部分負荷運転時の性能も検証することが重要であるため、負荷率の変化によるインバータ、モータ、ファンベルトの効率の変化をモデル化することが重要であることが判る。

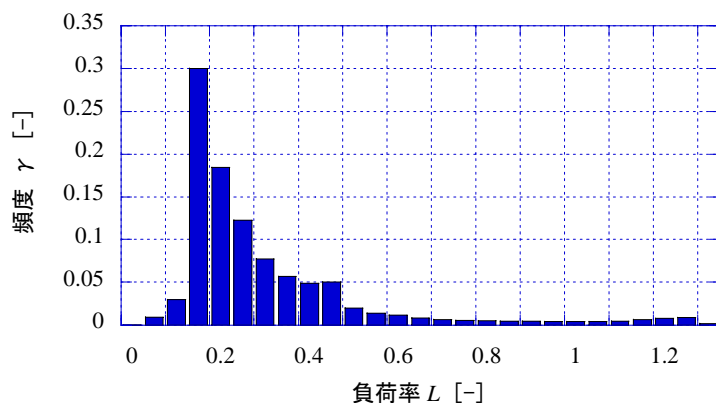


図 3.6 負荷率の頻度分布

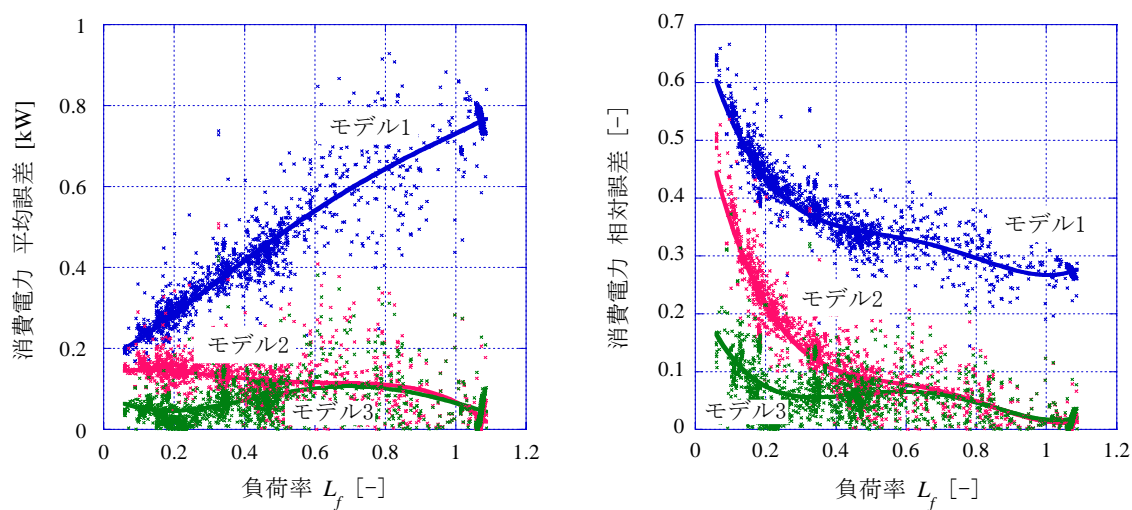


図 3.7 負荷率に対する推定誤差の変化

表 3.7 各モデルの誤差の比較

	負荷率=1のときの 平均誤差		年間の負荷率で 重みづけした誤差	
	e_E	$e_{E,r}$	e_E	$e_{E,r}$
モデル1	0.752	29.1%	0.319	41.1%
モデル2	0.059	2.3%	0.135	19.7%
モデル3	0.058	2.2%	0.054	7.3%

3.3.2 冷水コイル

通常，冷水コイル入口の空気は還気と外気が混合し，その直後にコイルで冷却されるため，その温湿度にはコイル入口面に対して分布がある．この分布の程度を調べるために実システムにてコイル入口空気の温湿度を計測した．図 3.8 に計測点を示す．コイル入口面にて計 9 個所に温湿度センサを設置した．温湿度の測定結果を図-3.9，図-3.10 に示す．また，外気と還気の混合比 μ_c を図 3-11 に示す． μ_c は次式で定義する．

$$\mu_c = \frac{m_o}{m_r} \quad \dots\dots (3.11)$$

ここで，

μ_c	: 混合比	[-]
m_o	: 外気風量	[kg/s]
m_r	: 還気風量	[kg/s]

計測結果から，コイル入口の上下の温度差は最大 2℃，相対湿度は最大 20% であることが判り，温湿度の面的な分布は大きく無視できないことが判る．通常，分布を無視した計測値を用いてコイルの性能を検証しているが，これは適切な検証ではないと言える．

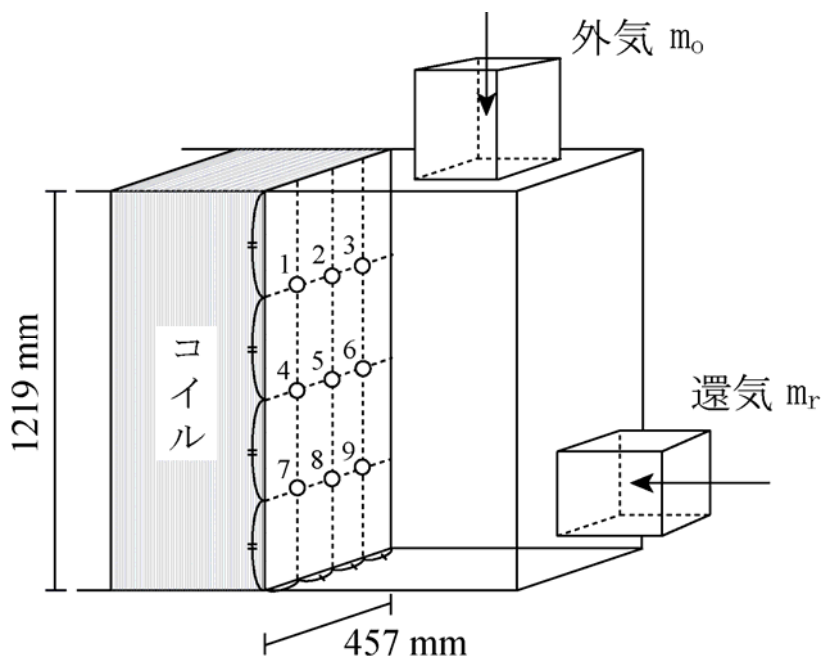


図 3.8 コイル入口空気温湿度計測点

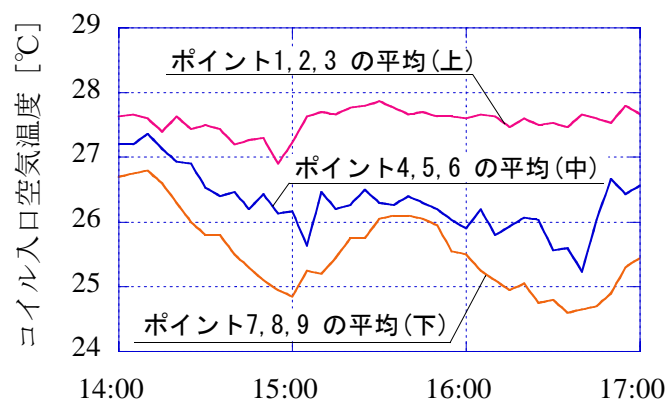


図 3.9 コイル入口空気の温度分布

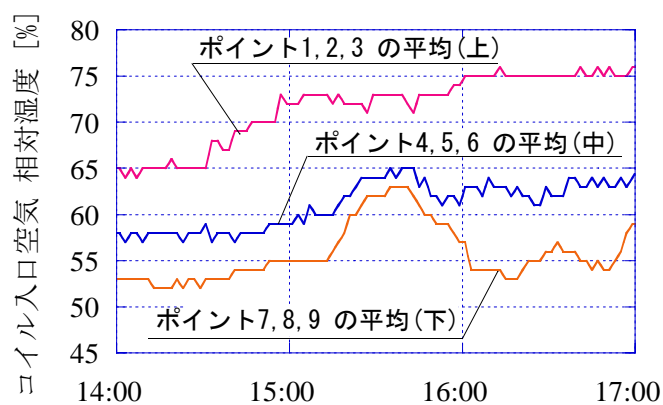


図 3.10 コイル入口空気の湿度分布

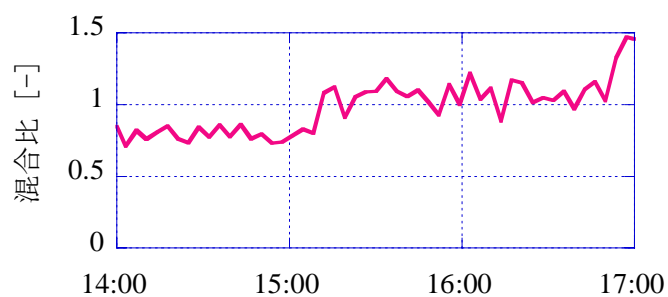


図 3.11 還気温度と外気温度の混合比

冷水コイルモデルは、入力である空気温湿度が均一として作られている。分布の影響を考慮するために、温湿度の面分布を近似的に考慮した新しい計算法を示す。以下の 3 つの計算法を実システム運転データに適用して各手法の計算精度を比較する。

手法 0 : コイル入口空気の温湿度を 9 カ所で計測し、その平均値をモデルの入力とする計算法

(図 3.12)

手法 1 : 外気温湿度と還気温湿度を計測し、これの重量平均値をモデルの入力とする計算法 (図 3.13)

手法 2 : 外気と還気がそれぞれ独立のコイルを通過すると想定し、各々のコイル出口空気温湿度推定値の重量平均値を出力とする計算法(図 3.14). 外気側のコイルには外気と仮想外気(温湿度は外気と等しく、風量は還気量と等しい)が、還気側のコイルには還気と仮想還気(温湿度は還気と等しく、風量は外気量と等しい)が通過する. つまり、コイルの通過風量は両コイルとも外気量と還気量の和 $m_{ca}(=m_o+m_R)$ となる.

手法 0 は複数のセンサを用いて空気温湿度を直接計測する方法であり、現実的な方法ではないが、他手法との比較のリファレンスとする. 手法 1 による入口温湿度 $\overline{\theta_{ca,i0}}$ と $\overline{x_{ca,i0}}$ は次式より求める.

$$\overline{\theta_{ca,i0}} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \theta_{ca,i0,k} \quad \cdots \cdots (3.12)$$

$$\overline{x_{ca,i0}} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_{ca,i0,k} \quad \cdots \cdots (3.13)$$

$\overline{\theta_{ca,i0}}$, $\overline{x_{ca,i0}}$ をコイルモデルに入力して、出口空気温湿度 $\theta_{ca,o0}, x_{ca,o0}$ を推定する.

手法 1 はコイル入口空気の温湿度が計測できない場合に通常よく用いられる手法である. 外気と還気の温湿度と風量を用いて、次式で口空気温湿度 $\theta_{ca,i1}$ と $x_{ca,i1}$ を推定する.

$$\theta_{ca,i1} = \frac{m_o \theta_{a,o} + m_R \theta_{a,R}}{m_o + m_R} \quad \cdots \cdots (3.14)$$

$$x_{ca,i1} = \frac{m_o x_{a,o} + m_R x_{a,R}}{m_o + m_R} \quad \cdots \cdots (3.15)$$

$\theta_{ca,i1}, x_{ca,i1}$ をコイルモデルに代入して出口空気温湿度 $\theta_{ca,o1}$ と $x_{ca,o1}$ を求める.

手法 2 は、コイル入口空気温湿度を求めずに出口空気温湿度を推定する手法である. まず、外気温湿度 $\theta_{a,o}$, $x_{a,o}$ とコイル通過風量 $m_{ca}(=m_o+m_R)$ をコイルモデルに入力して、コイル通過後の温湿度 $\theta_{ca,o0}$ と $x_{ca,o0}$ を求める. 次に、還気温湿度 $\theta_{a,R}, x_{a,R}$ とコイル通過風量をコイルモデルに入力してコイル通過後の温湿度 $\theta_{ca,oR}$ と $x_{ca,oR}$ を求める. コイル出口空気温湿度は次式にて推定する.

$$\theta_{ca,o2} = \frac{m_o \theta_{ca,o0} + m_R \theta_{ca,oR}}{m_o + m_R} \quad \cdots \cdots (3.16)$$

$$x_{ca,o2} = \frac{m_o x_{ca,o0} + m_R x_{ca,oR}}{m_o + m_R} \quad \cdots \cdots (3.17)$$

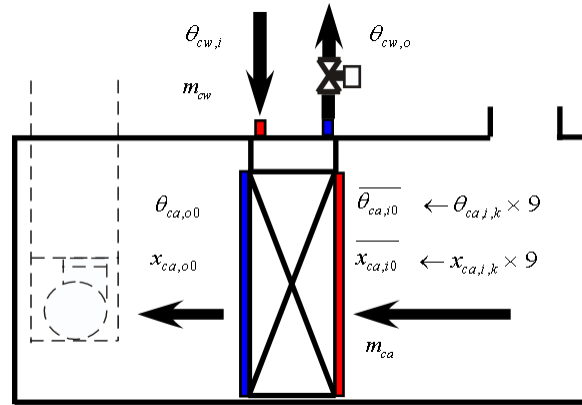


図 3.12 コイル計算手法 0

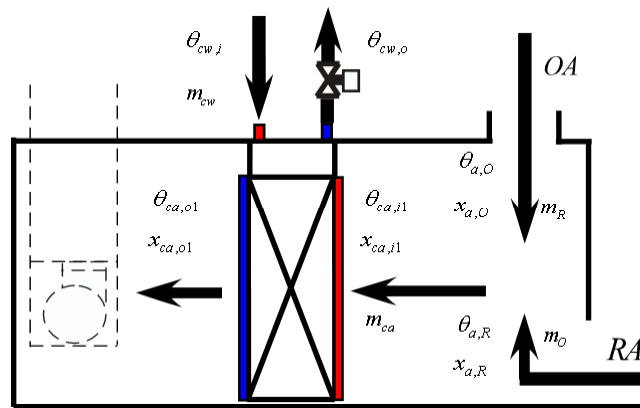


図 3.13 コイル計算手法 1

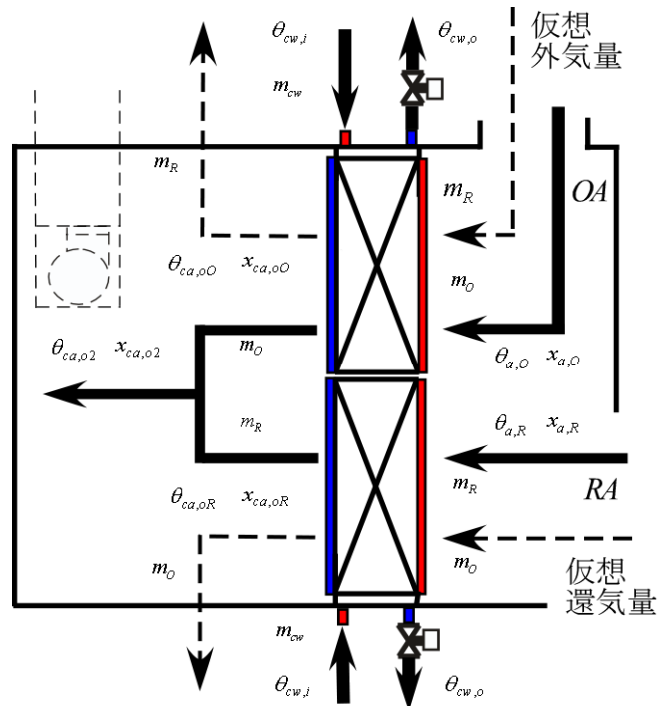


図 3.14 コイル計算手法 2

表 3.8 実験対象の冷却コイルの仕様

チューブ	材質	銅
	熱伝導率 [kW/(m・K)]	0.393
	比熱 [kJ/(kg・K)]	0.388
	本数 [本/列]	48
	外径 [m]	0.0095
	内径 [m]	0.0092
	中心間距離 [m]	0.0254
フィン	材質	アルミ
	熱伝導率 [kW/(m・K)]	0.22
	比熱 [kJ/(kg・K)]	0.91
	枚数 [枚/inch]	10
	厚さ [m]	0.00014
	ピッチ [m]	0.00254
サーキット数		12
チューブ列数		6
チューブ段数		48
フィン部の奥行き [m]		0.23
フィン部の高さ [m]		1.2192
フィン部の幅 [m]		0.4572

実システムの運転データを用いて、各手法の計算精度を比較する．計測対象空調機の冷水コイルのモデルパラメータを表 3.8 に示す．これらは機器の仕様書から定めた．2002 年 8 月 7 日から 8 月 17 日に計測されたコイル入口空気温湿度，コイル通過風量，外気温湿度，外気風量，還気温湿度，還気風量，冷水入口温度，冷水流量をモデルに入力し，出口空気温湿度 $\theta_{ca,o}$ ， $x_{ca,o}$ ，出口冷水温度 $\theta_{cw,o}$ を推定した．計算に用いた計測データを図 3.15，16 に示す． $\theta_{ca,o}$ ， $x_{ca,o}$ ， $\theta_{cw,o}$ の平方根平均二乗誤差を表 3.9 に示す．コイル出口の空気温湿度はコイル入口と同様に 9 点で測定し，その平均値を出口空気温湿度の計測値とした．表 3.9 から，全ての手法で同程度の精度であり，概ね精度良く $\theta_{ca,o}$ ， $x_{ca,o}$ ， $\theta_{cw,o}$ を推定できることが判る．

$\theta_{ca,o}$ ， $x_{ca,o}$ の計測値とシミュレーション値を比較してコイルの性能を検証する場合，出口側空気も温湿度に分布を持つため，入口側と同じ問題が生じる．そこで，分布のある温湿度ではなく，コイルの処理熱量を用いてコイルの性能を検証する．手法 0 による処理熱量 H_{c0} ，手法 1 による処理熱量 H_{c1} ，手法 2 による処理熱量 H_{c2} ，水側の処理熱量計測値 H_{cw} は次式で求める．

$$H_{c0} = \overline{h(\theta_{ca,i0}, x_{ca,i0}, m_{ca})} - h(\theta_{ca,o0}, x_{ca,o0}, m_{ca}) \quad \cdots \cdots (3.18)$$

$$H_{c1} = h(\theta_{ca,i1}, x_{ca,i1}, m_{ca}) - h(\theta_{ca,o1}, x_{ca,o1}, m_{ca}) \quad \cdots \cdots (3.19)$$

$$H_{c2} = h(\theta_{a,o}, x_{a,o}, m_o) - h(\theta_{ca,oO}, x_{ca,oO}, m_o) \\ + h(\theta_{a,R}, x_{a,R}, m_R) - h(\theta_{ca,oR}, x_{ca,oR}, m_R) \quad \cdots \cdots (3.20)$$

$$H_{cw} = c_{p,w} m_{cw} (\theta_{cw,o} - \theta_{cw,i}) \quad \cdots \cdots (3.21)$$

ここで,

$$h(\theta, x, m) = \rho_a m (c_a \theta + x(c_x \theta + l_0)) \quad \dots\dots (3.22)$$

実システムの運転データを用いて H_{c0} , H_{c1} , H_{c2} を計算し, H_{cw} と比較する. シミュレーション結果の一例として, 図 3.17 に 2002 年 8 月 17 日の計算結果を示す. 表 3.8 に各手法にて計算されたコイル処理熱量の平方根二乗平均誤差を示す. 表-3.8 から, 入口温湿度の分布を近似的に考慮する計算法である手法 2 を用いれば, 約 5% 精度が向上することが判る. 従って, コイルのモデルベース性能検証を行うには, 手法 2 の計算法を用いて出口温湿度を計算するべきであると言える.

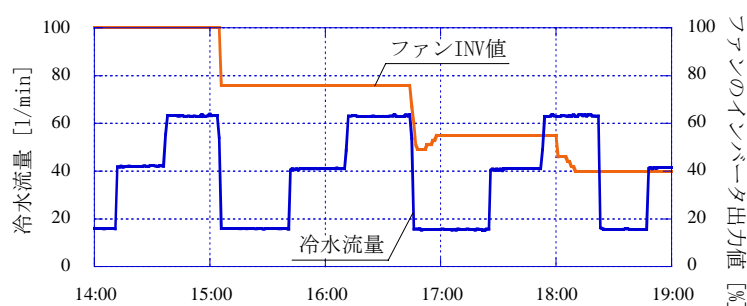


図 3.15 コイル冷水流量と通過風量

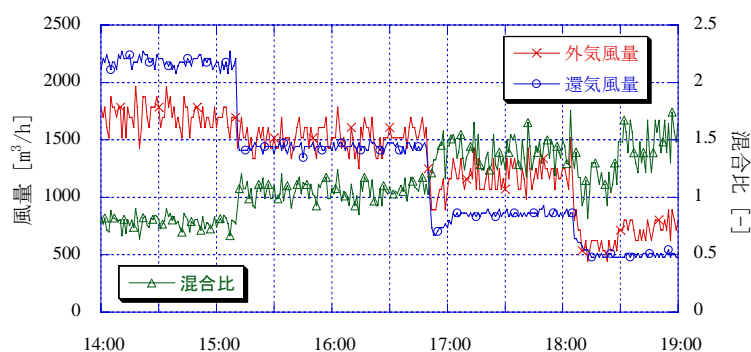


図 3.16 外気風量と還気風量

表 3.9 コイルモデル出力 平方根二乗平均誤差

	出口空気 温度[℃]	出口空気絶対 湿度[kg/kgDA]	冷水出口 温度[℃]
手法 0	0.76	7.70E-04	0.596
手法 1	0.66	6.83E-04	0.567
手法 2	0.67	6.76E-04	0.549

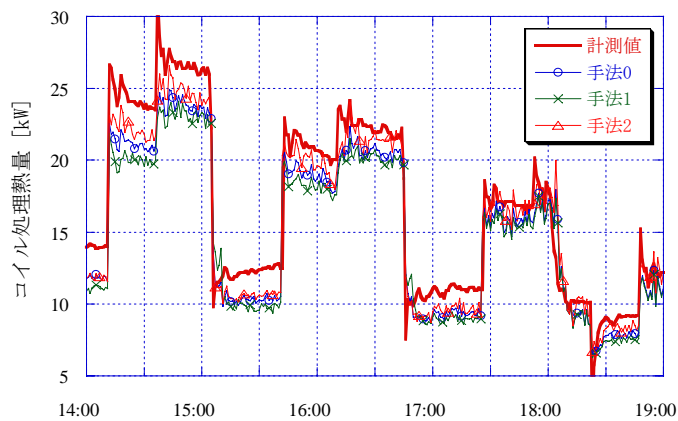


図 3.17 コイル処理熱量計算結果

表 3.10 コイル処理熱量 平方根二乗平均誤差

	コイル処理熱量	
手法 0	2.28 kW	7.3%
手法 1	2.76 kW	8.8%
手法 2	1.87 kW	3.9%

3.3.3 要求風量制御装置

実験対象システムの VAV 要求風量制御ロジックには PI 制御が採用されている。制御ロジックは次式で表わされる。

$$P = K(\theta_r - \theta_{r,set}) \quad \dots\dots (3.22)$$

$$I = \frac{K}{T_i} \int (\theta_r - \theta_{r,set}) dt \quad \dots\dots (3.23)$$

$$K = \frac{1}{L_b} \quad \dots\dots (3.24)$$

$$V_d = (V_{\max} - V_{\min})(P + I) + V_{\min} \quad \dots\dots (3.25)$$

ここで、

θ_r	: 室内温度	[°C]
$\theta_{r,set}$: 室内温度設定値	[°C]
K	: 比例ゲイン	[°C]
T_i	: 積分時間	[sec]
L_b	: 比例帯	[°C]
V_d	: 要求風量信号値 ($V_{\min} \leq V_d \leq V_{\max}$)	[m ³ /h]

V_{\min}	: 最小風量設定値	$[\text{m}^3/\text{h}]$
V_{\max}	: 最大風量設定値	$[\text{m}^3/\text{h}]$

これらの制御式に基づき、入力 $\{\theta_r, \theta_{r, \text{set}}\}$ から出力 V_d を得る VAV 要求風量制御ロジックモデルを作成する。実験対象システムの制御パラメータは $L_b=1.5$ 、 $T_i=600$ である。

VAV 要求風量制御装置の性能を検証するためには、通常行われている制御出力値が制御目標値に達するかどうかを検証するだけではなく、特性がダイナミックに動くデータを用いて動特性を検証することが重要である。従って、 $\theta_{r, \text{set}}$ を段階的に変化させて意図的に V_d を変化させた時の運転データを計測し、これを用いて性能を検証する手法を示す。実システムにて $\theta_{r, \text{set}}$ を段階的に変化させて運転データを計測した結果を図 3.18 に示す。運転データ計測手順を以下に示す。

- 1) 計測開始時(10:00)の θ_r と等しくなるように $\theta_{r, \text{set}}$ を 27°C に変更し、 θ_r を十分に安定させる。
- 2) θ_r が安定し、 V_d が最小値付近に安定したのを確認した後、 $\theta_{r, \text{set}}$ を 2°C 下げる(11:35). L_b の値よりも大きい値で $\theta_{r, \text{set}}$ を変化させることにより、 V_d は最大値に達し、その後徐々に減少する。
- 3) 再び θ_r が $\theta_{r, \text{set}}$ に安定したら、 $\theta_{r, \text{set}}$ を更に 2°C 下げる(12:35)
- 4) この作業を繰り返し、 V_d が最大値に張り付けば計測を終了する。

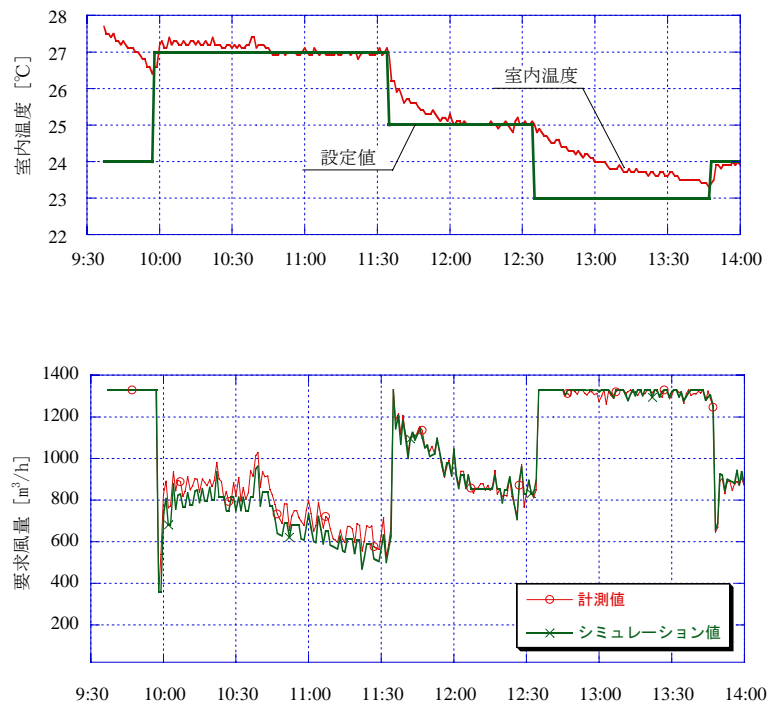


図 3.18 アクティブテストによる VAV 要求風量制御装置の性能検証
(A 室インテリア側ユニット, 2002 年 8 月 16 日)

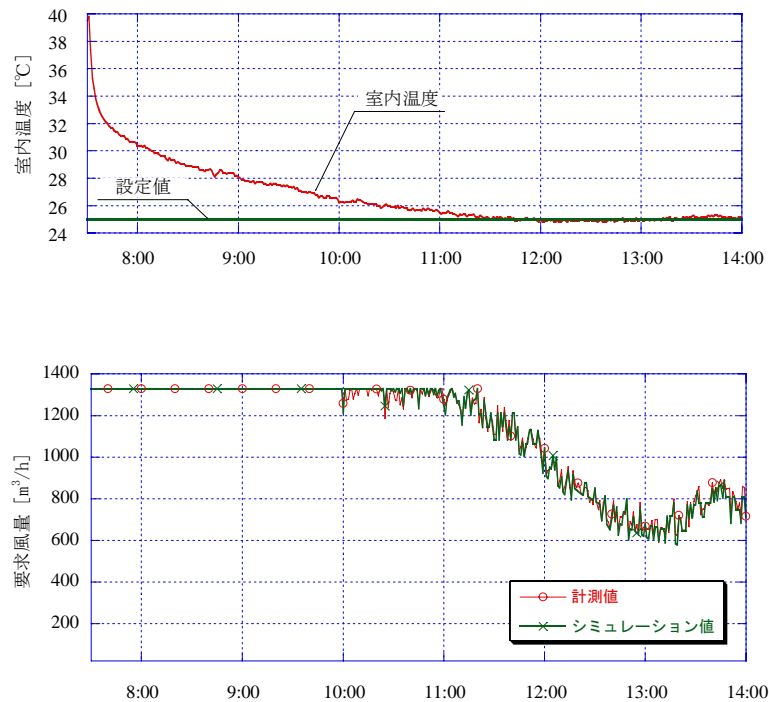


図 3.19 起動時のデータを利用した VAV 要求風量制御装置の性能検証
(A 室インテリア側ユニット, 2002 年 8 月 9 日)

このようなアクティブテストを行うことで、動的な運転データが計測でき、ほぼ全ての動作点においてロジックの性能を検証することができる。

運用開始後の建物では、このようなアクティブテストは通常行えない。その際は空調起動時の動的な運転データを利用して性能検証を行えばよい。実システムの空調起動時の運転データを用いてロジックの動作を検証した結果を図 3.19 に示す。この方法でもほぼ全ての動作点においてロジックの性能を検証することができる。

VAV 要求風量制御ロジックのモデルベース性能検証の手順を以下に示す。

- 1) 実装されている制御ロジックに関する情報を基に、VAV 要求風量制御ロジックモデルを作成する。
- 2) θ_r , $\theta_{r,set}$, V_d をサンプリングタイム 1 分で計測する。この際、前節に示した手順にて $\theta_{r,set}$ を段階的に変化させる。
- 3) 計測された θ_r , $\theta_{r,set}$ をモデルに入力して得られる要求風量値と実際の制御出力値とを比較し、その差が 5% を超えなければ制御ロジックは正しく動いていると判断する。

3.4 まとめ

空調二次側システム機器のモデルベース性能検証手法を示した。空調二次側システムの重要な

要素である可変風量ファン、冷水コイル、要求風量制御コントローラに対して、モデルを用いて性能を検証する際に生じる種々の問題点を明らかにし、その解消法を示した。以下に得られた結論を示す。

- 1) 省エネルギーの観点から多くシステムで採用されている可変風量ファンは、ファン本体、インバータ、モータ、ファンベルトという複数の部品から成る。従って、可変風量ファンの性能検証を行うには、現在行われているファン本体を対象とした検証ではなく、構成部品を含めたファンシステムとしての性能を検証しなければいけない。そこで、部品のモデルを組み合わせてシステムの性能を推定するモデルを作成し、これを用いて性能を検証する手法を開発した。
- 2) 冷水コイルの直前で外気と還気が混合するため、コイル入口空気の温湿度はコイル断面に対して面的な分布を持つ。通常、分布を無視した計測値を用いてコイルの性能を検証しているが、実際には分布があるため、これは適切な検証とは言えない。コイルモデルにも均一な温湿度を考慮したモデルしかないため、このコイルモデルを組み合わせて、簡易に空気温湿度の面分布を考慮するモデルを新たに開発した。このモデルでは、外気と還気がそれぞれ独立のコイルを通過すると想定し、モデルの出力である出口空気温湿度を重量平均して出口空気の状態を推定する。実システムに本モデルと従来の分布を無視した計測値を用いるモデルとを適用して推定精度を比較した結果、新しい計算法を用いれば約 5% 推定精度が向上することを示した。
- 3) 制御コントローラの性能を検証するためには、通常行われている制御出力値が制御目標値に達するかどうかを検証するだけではなく、特性がダイナミックに動くデータを用いて動特性を検証することが重要である。本研究では、動的に制御信号値が変化するデータを計測するためのアクティブテストの方法を開発した。実システムにて要求風量制御ロジックに対してアクティブテストを行って運転データを計測し、このデータをモデルに入力して性能を検証した結果、PI 制御ロジックのパラメータの不具合を適切に検知できることを検証し、本手法の有効性を示した。

本章に関連した既発表論文

査読付論文(第一筆者以外)

- 3-a) F. Wang, H. Yoshida, M. Miyata: Total Energy Consumption Model of Fan Subsystem Suitable for Continuous Commissioning, ASHRAE Transactions, Vol. 110, 2004, pp. 357-364
- 3-b) H. Yamaguchi, M. Miyata, H. Oda, M. Shioya, T. Watanabe, H. Niwa, H. Yoshida: Experimental Study of a Cooling Coil and the Validation of its Simulation Model for the Purpose of Commissioning, International Conference of Enhanced Building Operation, Shenzhen, Vol.6-2-4, 2006.11

会議論文

- 3-c) M. Miyata, F. Wang, H. Yoshida, M. Tsubaki, K. Itou: Experimental Study on Model-based

Commissioning Method of VAV Systems in a Real Building, International Conference of Enhanced Building Operation, California, 2003.10

口頭発表論文

- 3-d) 宮田征門, 吉田治典, 松岡一平: 空調二次側システムのモデルベース性能検証手法に関する研究, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 43 号, 環境系, pp. 365-368, 2003. 6
- 3-e) 宮田征門, 吉田治典, 松岡一平: 空調二次側システムのモデルベース検証法, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1249-1252, 2003. 9
- 3-f) 小田久人, 山口弘雅, 宮田征門, 塩谷正樹, 渡邊剛, 丹羽英治, 吉田治典, コミッショニングのためのコイル特性実験とモデル精度の検証, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 1669-1672, 2006. 9

参考文献

- 3-1) OIT Replace V-belt With Cogged or Synchronous Belt Drives. Merrifield: Office of Industrial Technologies, U.S. Department of Energy, 2000
- 3-2) 鄭明傑, 安友哲志, 中原信夫: EnergyPlus の建物/空調システムのコミッショニングへの適用性に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 94, 2004. 7
- 3-3) 塩谷正樹, 坪田祐二, 相楽典泰: 空調制御ロジックトレーサの開発, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1225-1228, 2002. 9
- 3-4) 中原信夫ら: コミッショニングツールとしてのシミュレーションプログラムの比較 (第 1～7 報), 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1217-1244, 2003. 9
- 3-5) 丹羽英治, 渡邊剛: コミッショニングツールの開発状況, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1177-1182, 2002. 9
- 3-6) 吉田新一: 米国におけるコミッショニングとツール適用の実情, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1183-1188, 2002. 9
- 3-7) D. R. Clark: HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program Reference Manual, NBSIR 84-2996, pp. 31, 1985
- 3-8) CSTB: SIMBAD Building and HVAC Toolbox, Centre Scientirique et Technique du Batiment, 2003.6
- 3-9) S. Nadel et al. : Energy-Efficient Motor Systems, American Council for an Energy-Efficient Economy, Washington, D.C. , pp115-119, 2002
- 3-10) Husaunndee A., Riederer P., et Visier J.C.: Coil modeling in the SIMBAD toolbox - numerical and experimental validation of the cooling coil model, SSB'98 System Simulation in Building Conference, Liege, December 14-16, 1998

第4章 VAV 空調システムの不具合の影響分析と検知・診断手法の開発

4.1 はじめに

可変風量(VAV)空調システムは省エネルギー性と快適性を両立させる優れたシステムであるため多くの建物で採用されている。しかし、複数の機器が自動制御ロジックで制御される複雑なシステムであるため、適切な運用管理を行うことは難しい。VAV 空調システムの性能検証に関しては、次のような問題がある。

- 1) VAV システムの不具合がエネルギー消費量に与える影響は今まで十分に分析されておらず明確ではない。これが不具合検知・診断技術の普及を図るうえでの障壁となっている。特に、風量を調整する VAV ユニットの不具合は、周辺の正常ユニットが不具合ユニットの働きを補完するため室温に影響が出にくく発見され難い。不具合ユニットがエネルギー消費量に与える影響が大きければ多大なエネルギーの損失を引き起こす可能性がある。
- 2) 大規模建物では VAV ユニットの設置台数が多く、ユニットの動作点検を人海戦術で行うには限界がある。従って、合理的にユニットの不具合を検知する手法の開発が求められている。計測データを利用して自動的に不具合を検知・診断する手法に関しては今までにも幾つかの研究があり、例えば、吉田らは時系列モデルを用いた不具合検知・診断手法を⁴⁻¹⁾⁴⁻²⁾、Seem らは指数重み付け移動平均モデルを用いた手法を提案し⁴⁻³⁾、それぞれ実システムの運転データにその手法を適用して有効性を実証している。しかし、こうして提案されている手法は何れも VAV ユニットの風速センサが設置されていることを前提としている。風速センサのない VAV ユニットも多くビルで採用されており、このようなタイプの VAV ユニットでは一般に1台ずつ手作業により不具合が検知されている。

そこで、本章では、VAV システムの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を実験室実験により明らかにする。特に、室温に影響を与えない不具合がシステム全体のエネルギー消費量にどのような影響を与えるかを分析する。また、この実験室以外の建物に対しても不具合がエネルギー消費量に与える影響を分析できるようにするために、不具合によるエネルギー損失を推定するツールを開発する。さらに、風速センサがない VAV ユニットの不具合を統計的手法を用いて合理的に検知・診断する手法の開発を行い、実際に不具合が多発している建物に手法を適用してその有効性を検証する。

4.2 VAV 空調システムの不具合によるエネルギー損失量の分析

室内外温熱環境を自由に与えることが出来る温熱環境実験室の空調システムにて、意図的に不

具合を導入する実験を行い，VAV 空調システムの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を明らかにする．また，任意のシステムに対して不具合がエネルギー消費量に及ぼす影響を推定するツールを開発する．この手法の妥当性は，実験室実験の運転データを利用して検証し，その有効性を確かめる．

4.2.1 実験室実験によるエネルギー損失量の分析

室内温熱環境を自由に設定できる温熱環境実験室（以下，実験室と呼ぶ）の空調システムを用いて，正常運転時と意図的に不具合を与えて運転した時のエネルギー消費量を計測し，不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を分析する．

(1) 実験対象とした空調システム

実験室の平面図と空調システムの概要を図 4.1 に，実験室内の写真を図 4.2 と 4.3 に，空調機器の定格能力を表 4.1 に示す．実験室内は 4 つのゾーン（Zone 1, 2, 3, 4）に分けられ，それぞれのゾーンに VAV ユニットが一台ずつある（Unit 1, 2, 3, 4）．各 VAV ユニットの設計最大風量は $1150 \text{ m}^3/\text{h}$ ，最小風量は $450 \text{ m}^3/\text{h}$ である．この実験室の周囲六方には 6 つのチャンバ（隣室チャンバ A, B, C，窓面チャンバ，天井チャンバ，床下チャンバ）がある．実験室と窓面チャンバの間にはガラス（幅 8650mm ，高さ 1330mm ）が埋められている．各チャンバの温湿度は，実験室の温湿度を制御する空調機（AHU-1）とは別の空調機（窓面チャンバは AHU-3，それ以外は AHU-2）で制御される．

空調一次側システムの概要を図 4.4 に示す．氷蓄熱槽（R-2）と一次ポンプ（P-1）で構成される氷蓄熱システムが採用されている．氷蓄熱槽より得られる冷熱はポンプ（P-2）を用いて AHU-1，AHU-2，AHU-3 に搬送される．

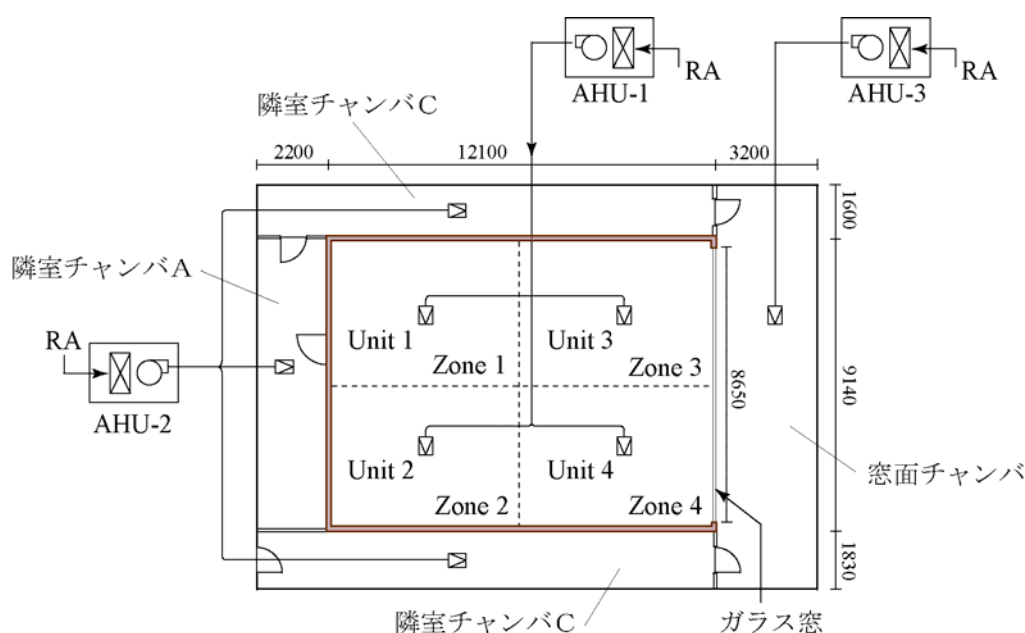


図 4.1 実験室の平面図と空調システムの概要



図 4.2 実験室の様子
(実験室内から窓面チャンバ方向)



図 4.3 実験室の様子
(実験室内から隣室チャンバ A 方向)

表 4.1 空調二次側システム機器の定格能力

空調機 (AHU-1)	給気ファン	供給風量	4000 m ³ /h
		全静圧	923 Pa
		回転数	1300 rps
		消費電力	2.2 kW
	還気ファン	供給風量	4000 m ³ /h
		全静圧	421 Pa
		回転数	850 rpm
		消費電力	1.5 kW
	冷却コイル	冷却能力	56.98 kW
		冷水入口温度	2 ℃
		冷水出口温度	5 ℃
		冷水流量	273 ℓ/min
ポンプ (P-2)	回転数	3000 rpm	
	流量	200 ℓ/min	
	全揚程	24m	
	消費電力	1.5 kW	

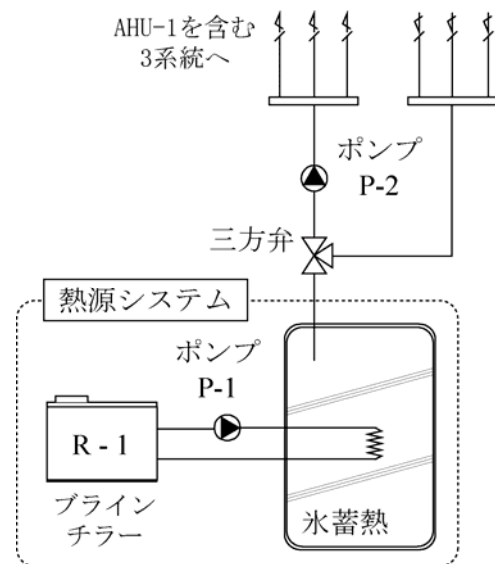


図 4.4 実験室系統計装図

VAV ユニット要求風量と冷水バルブ開度は PI 制御で自動制御されている。給気温度設定値も自動的に制御され、1 台でも要求風量信号値が最大であるユニットが存在する場合は給気温度設定値を 1℃下げ、1 台でも要求風量が最小であるユニットが存在する場合は 0.5℃上げる。要求風量が最大のユニットと最小のユニットが同時に存在する場合は、最大であるユニットを優先して設定値を 1℃下げる。一度設定値を変更したら以後 5 分間は変更しない。

運転データの計測項目を表 4.2 に、コイル出口空気温湿度と給気ファン消費電力の計測の様子を図 4.5 と図 4.6 に示す。計測時間間隔は 1 分である。各 VAV ユニットの要求風量、給気温度設定値、給気ファンのインバータ値、冷水コイルのバルブ開度は制御コントローラの信号をロガーに取り込み計測した。

表 4.2 運転データの計測項目

		計測項目	計測機器
実験室		各ゾーンの室温 (床+1500mm)	熱電対
		各VAVユニットの吹出空気温度	熱電対
		各VAVユニットの吹出風量	熱線式風速計
		各VAVユニットの要求風量	VAV制御コントローラの信号
		給気温度設定値	VAV制御コントローラの信号
AHU-1	給気ファン	インバータ値	インバータ制御コントローラの信号
		前後差圧	半導体圧力センサ式差圧計
		給気温度	熱電対
		消費電力	クランプメータ
	還気ファン	消費電力	クランプメータ
	冷水コイル	出入口空気温度	熱電対
		出入口空気湿度	おんどとり
		冷水出入口温度	白金抵抗温度センサ
		冷水流量	超音波流量計
		バルブ開度	バルブ制御コントローラの信号
P-2		冷水流量	超音波流量計
		消費電力	クランプメータ



図 4.5 コイル出口空気温湿度の計測



図 4.6 給気ファン消費電力の計測

(2) 不具合導入実験

空調システムに不具合を意図的に発生させて運転データを計測した。想定した不具合を表 4.3 に示す。まず、リファレンスのデータとして正常運転時の運転データを計測した。計測は 2 回行った (実験 N-1, N-2 とする)。次に、VAV ユニットの不具合に関する実験として、Unit4 に全閉不具合を発生させる実験を 3 回 (実験 F1-1, F1-2, F1-3), Unit4 に全開不具合を発生させる実験を 1 回 (実験 F2-1), Unit2 に全開不具合を発生させる実験を 1 回 (実験 F2-2) 行った。また、システムの不具合に関する実験として、Unit1 と Unit2 の最小風量設定値を通常の 40% から 60% に変更する実験 (F3), 給気温度設定値を 15℃ に固定する実験 (F4-1), 給気温度設定値を 22℃ に固定する実験 (F4-2) をそれぞれ一回ずつ行った。

表 4.3 不具合実験の一覧

実験内容		不具合箇所	記号
正常		なし	N-1, N-2
不 具 合	VAVユニット全閉不具合	Unit 4	F1-1, F1-2, F1-3
	VAVユニット全開不具合（ペリメータ）	Unit 4	F2-1
	VAVユニット全開不具合（インテリア）	Unit 2	F2-2
	インテリアユニットの最小風量過大（60%）	Unit 1, Unit2の最小風量	F3
	給気温度設定値 15℃固定	給気温度設定値	F4-1
	給気温度設定値 22℃固定	給気温度設定値	F4-2



図 4.7 発熱体(黒い直方体)とファンヒータの配置の様子

各実験とも、空調機が停止した状態で室温を十分に安定させた後、空調機を起動して 2 時間運転データを計測した。室内温度設定値は 26℃、窓面チャンバの温度は 40℃、その他のチャンバの温度は 26℃とした。室の内部負荷は発熱体(213.5kW)とセラミックファンヒータ(600kW)で代用し、これらを各ゾーンの中央に 1 台ずつ設置して 30W/m²程度の発熱量を与えた。発熱体、ファンヒータの配置の様子を図 4.7 に示す。照明は常時消灯し、外気取入量は 0 とした。

各実験のゾーン温度の計測値を図 4.8～4.11 に示す。各図の横軸は空調機起動時を 0 とした時間である。実験 N-1 と N-2、実験 F2-1, F2-2, F2-3 のゾーン温度の挙動はほぼ同じであったため、N-1 と F2-1 のゾーン温度を代表として示す。給気温度設定値を 15℃に固定した実験 F4-1 以外は、各ゾーンの温度と室温設定値との差は±1℃以内であり、不具合はゾーン温度に大きな影響を与えていない。

一般に、空調システムは殆どの時間を室温が安定した定常状態で運転するため、静的状態の運転データを用いて各実験の比較を行う。図 4.8～4.11 から、空調機起動後 40 分間は非定常的に室温が変化し、その後室温は安定することが判る、従って、空調起動後 40 分後から 60 分間の運転データを利用して分析を行う（以後、この時間を分析対象時間と呼ぶ）。

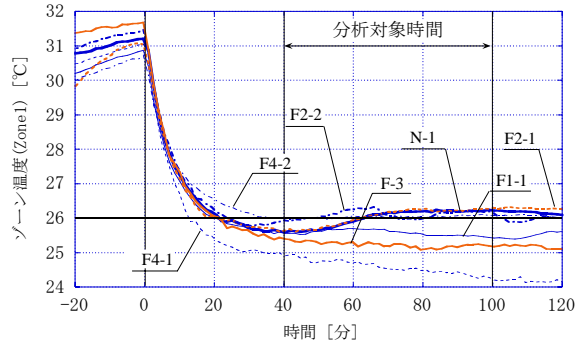


図 4.8 ゾーン温度 (Zone 1)

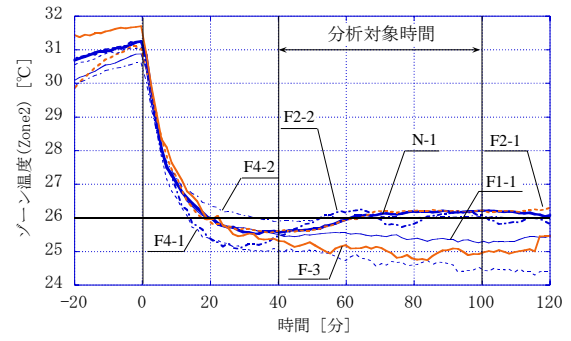


図 4.9 ゾーン温度 (Zone 2)

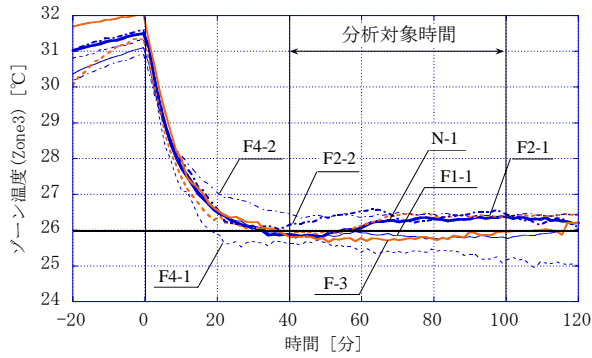


図 4.10 ゾーン温度 (Zone 3)

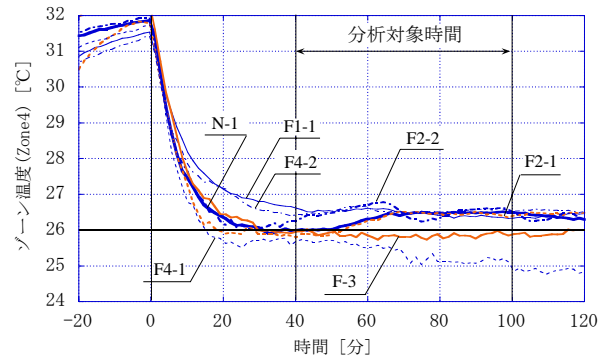


図 4.11 ゾーン温度 (Zone 4)

(3) 不具合がエネルギー消費量に与える影響の分析

不具合導入時の運転データと正常運転時の運転データを比較して、不具合がシステム全体のエネルギー消費量 E_t [kW] に与える影響を調べる。 E_t を次式で定義する。

$$E_t = E_f + E_p + E_r \quad \dots\dots (4.1)$$

$$E_f = E_{fs} + E_{fr} \quad \dots\dots (4.2)$$

$$E_p = \frac{W_{ahu1}}{W_{p2}} E_{p2} \quad \dots\dots (4.3)$$

$$E_r = \frac{Q_{c,ahu1}}{\eta_{cop}} = \frac{c_{pw} w_{ahu1} (\theta_{wc,o} - \theta_{wc,i})}{\eta_{cop}} \quad \dots\dots (4.4)$$

ここで、

E_f	: ファンの消費エネルギー	[kW]
E_p	: ポンプの消費エネルギー	[kW]
E_r	: 熱源システム (R-2, PC-21) の消費エネルギー	[kW]
E_{fs}	: 給気ファンの消費エネルギー	[kW]
E_{fr}	: 還気ファンの消費エネルギー	[kW]
w_{ahu1}	: AHU-1 の冷水コイルを通過する冷水流量	[kg/s]

w_{p2}	: ポンプ (P-2) を通過する冷水流量	[kg/s]
E_{p2}	: ポンプ (P-2) の消費電力	[kW]
$Q_{c,ahu1}$: コイル (AC-J1) の処理熱量	[kW]
η_{cop}	: 氷蓄熱熱源システムのシステム COP	[-]
c_{pw}	: 水の比熱	[J/g·K]
$\theta_{wc,o}$: AHU-1 の冷水コイルの冷水入口温度	[°C]
$\theta_{wc,i}$: AHU-1 の冷水コイルの冷水出口温度	[°C]

ファンのエネルギー消費量 E_f は E_{fs} と E_{fr} の計測値の和とする. ポンプ P-2 は実験室周辺チャンバ用の空調機 AHU-2, AHU-3 にも冷水を搬送するため, E_{p2} の計測値を w_{ahu1} と w_{p2} の比で按分して, 空調機 AHU-1 に冷水を搬送するためのポンプのエネルギー消費量を求める. 熱源は蓄熱システムであり, 熱を生成する時間と使用する時間が異なるため, 分析対象時間内に発生した室内熱負荷を処理するために使用した熱源機のエネルギー消費量を直接計測することができない. そこで, コイル処理熱量の計測値を熱源システム COP η_{cop} で除して E_r を求める. 一般的な熱源システムの η_{cop} は 2 程度であるため, η_{cop} は 2 として分析を行い, 後に η_{cop} がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響を分析する.

分析対象時間のエネルギー消費量の平均値を表 4.4 と図 4.12 に示す. また, 表 4.5 に分析対象時間の計測データの平均値を示す. 以下に, 不具合がシステム全体に与える影響を分析する.

a) 正常運転時 (実験 N-1, N-2)

正常運転として 2 回行ったが, 実験 N-1 と N-2 の計測データの平均値に大きな差はなく, エネルギー消費量はほぼ等しい. これより, 実験の再現性が確認でき, 室の熱負荷は 2 つの実験ではほぼ等しいと言える. 正常運転時のエネルギー消費量の平均値は $E_f=1.62\text{kW}$, $E_p=0.15\text{kW}$, $E_r=3.46\text{kW}$ であり, E_t は 5.22kW である. 以後, この値を正常運転時のエネルギー消費量とする.

b) VAV ユニット全閉不具合 (実験 F1-1, F1-2, F1-3)

Unit4 に全閉不具合を導入した場合, 次のような現象が確認された.

- 1) Zone4 の温度が設定値まで下がらないため, Unit4 の要求風量が最大となり, 給気温度設定値が下がる.
- 2) 給気温度設定値の低下に応じて不具合のある Unit4 以外の吹出風量は小さくなる. 負荷の小さい Zone1, 2 では最小風量に達して制御不能になり必要以上の冷熱が供給されるため, ゾーン温度が正常時と比べて $0.3^{\circ}\text{C}\sim 0.6^{\circ}\text{C}$ ほど低下する.

実験は 3 回行い, 全ての実験で同じ現象を確認した. 全閉不具合がある場合, ファンの送風量が減るため E_f は $0.18\text{kW}\sim 0.35\text{kW}$ (10%~22%) 減少するが, インテリアゾーンに必要以上の冷熱が供給されるためシステム全体の供給熱量が増え, E_p は $0.06\text{kW}\sim 0.10\text{kW}$ (40%~67%), E_r は $1.41\text{kW}\sim 1.98\text{kW}$ (41%~57%) 増加する. システム全体でみると, E_t は $6.37\text{kW}\sim 7.01\text{kW}$ となり, 全閉不具合によって $1.14\text{kW}\sim 1.78\text{kW}$ (22%~34%) のエネルギーの損失が生じる.

表 4.4 システム全体でのエネルギー消費量 (COP=2.0)

実験	N-1	N-2	平均	F1-1	F1-2	F1-3	F2-1	F2-2	F3	F4-1	F4-2
E_f [kW]	1.66	1.57	1.61	1.28	1.45	1.33	1.54	2.39	1.53	0.86	3.07
E_p [kW]	0.16	0.15	0.15	0.21	0.21	0.25	0.15	0.16	0.12	0.26	0.18
E_r [kW]	3.57	3.36	3.47	4.97	5.04	5.48	3.78	4.37	4.72	5.25	4.72
E_t [kW]	5.41	5.07	5.24	6.45	6.69	7.06	5.47	6.92	6.37	6.37	7.98
正常時との差	-	-	-	23.0%	27.6%	34.7%	4.3%	32.0%	21.5%	21.5%	52.2%

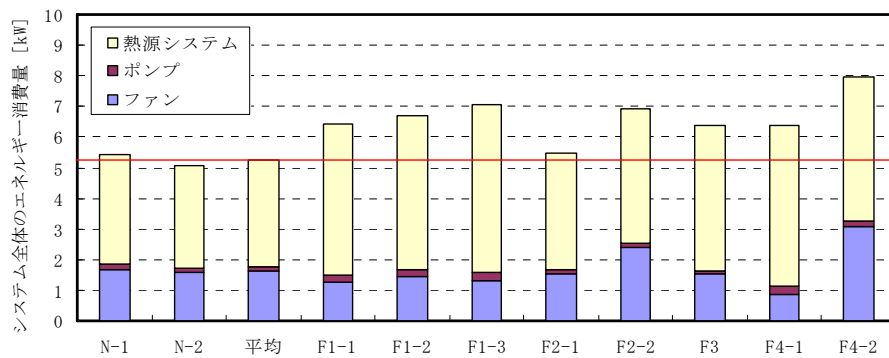


図 4.12 システム全体でのエネルギー消費量

表 4.5 分析時間における各種運転データ平均値

実験番号		N-1	N-2	正常時 平均	F1-1	F1-2	F1-3	F2-1	F2-2	F-3	F4-1	F4-2
室温 [°C]	Unit1	26.0	26.0	26.0	25.5	25.7	25.5	26.0	26.1	25.2	24.6	26.0
	Unit2	26.0	26.0	26.0	25.4	25.6	25.4	26.0	26.0	25.0	24.7	26.0
	Unit3	26.2	26.2	26.2	25.8	25.9	25.8	26.2	26.4	25.8	25.4	26.4
	Unit4	26.3	26.3	26.3	26.4	26.6	26.4	26.3	26.5	25.9	25.4	26.5
要求風量 [m³/h]	Unit1	575	537	556	454	489	461	567	787	689	450	941
	Unit2	476	471	474	450	451	451	481	468	688	450	808
	Unit3	913	868	890	650	829	696	903	1091	682	454	1145
	Unit4	962	953	957	1138	1143	1139	757	1081	687	450	1147
計測風量 [m³/h]	Unit1	588	554	571	474	504	484	597	825	700	458	981
	Unit2	501	497	499	455	469	461	512	937	693	435	833
	Unit3	957	906	932	688	869	733	943	1119	724	494	1173
	Unit4	977	971	974	0	0	0	1019	1092	724	490	1160
ファンINV値 [%]		70.1	68.3	69.2	66.0	70.0	66.9	66.1	79.1	66.9	50.1	90.0
給気温度 [°C]		20.5	20.5	20.5	17.0	18.0	16.6	20.6	21.9	18.3	14.3	22.0
給気温度設定値 [°C]		20.2	20.2	20.2	17.2	18.1	17.1	20.5	21.4	19.0	15.0	22.0
コイル冷水流量 [l/min]		10.6	9.6	10.1	18.2	15.5	23.2	7.9	9.7	13.8	22.9	12.2
コイル冷水出入口温度差 [°C]		9.9	10.1	10.0	8.0	9.6	6.8	14.1	13.1	9.8	6.6	11.1
コイル処理熱量 [kW]		7.1	6.7	6.9	9.7	10.2	10.9	7.5	8.9	9.4	10.5	9.4

c) ペリメータ VAV ユニットの全開不具合 (実験 F2-1)

ペリメータにある Unit4 に全開不具合を導入した場合の消費エネルギーは正常運転時と余り変化がない。これは、ペリメータゾーンは負荷が大きく、正常運転時でも VAV ユニットの開度は全

開に近い開度にあるためである。

d) インテリア VAV ユニットの全開不具合 (実験 F2-2)

インテリアにある Unit2 に全開不具合を導入した場合、次のような現象が確認された。

- 1) 不具合のある Unit2 には要求風量の 2 倍程度の冷風が供給される。Zone2 の室温低下を防ぐために給気温度設定値が上昇する。
- 2) 給気温度設定値が上昇するため、不具合のある Unit2 以外の要求風量値が正常時に比べ大きくなる。

インテリアユニットに全開不具合がある場合、ファン送風量が増えるため E_f は正常運転時と比べて 0.78kW(48%) 増加する。また、 E_p は余り変化しないが E_r は 1.00kW(29%) 増加し、 E_t は 1.79kW(34%) 増加する。

e) インテリア側最小風量設定不具合 (実験 F3)

Unit1 と Unit2 の最小風量設定値を通常の 40% から 60% に変更した場合、Zone1 と Zone2 に必要以上の冷熱が供給される。この冷熱は隣接する Zone3 と Zone4 を冷やすため、Unit3, 4 の吹出風量は正常時に比べて小さくなる。システム全体でみると送風量が減るため E_f は 0.10kW(6%) 減少するが、Zone1 と Zone2 には過剰な冷熱が供給されるためコイル処理熱量が増加し、 E_p は 0.06kW(36%)、 E_r は 1.23kW(35%) 増加し、 E_t は 1.19kW(23%) 増加する。

f) 給気温度設定値 15°C 固定 (実験 F4-1)

給気温度設定値を 15°C に固定すると、少ない風量で熱負荷を処理できるため各ユニットの要求風量は小さくなる。従って、ファン送風量は正常時と比べて減少するため、 E_f は 0.76kW(47%) 減少する。しかし、各ユニットの吹出風量を設定最小値以下にできないため、全てのゾーンに過剰な冷熱を供給し続ける。結果として E_p は 0.12kW(70%)、 E_r は 1.78kW(51%) 増加し、 E_t は 1.14kW(22%) 増加する。

g) 給気温度設定値 22°C 固定 (実験 F4-2)

給気温度設定値を 22°C に固定すると、各ユニットの吹出風量は大幅に増えて E_f は 1.45kW(90%) 増加する。 E_p は正常時と余り変わらないが、コイルを通過する風量が増えるため E_r は 1.26kW(36kW) 増加する。 E_t は 2.74kW(53%) 増加する。

以上の考察から、ペリメータにある Unit4 に全開不具合がある場合を除き、VAV システムの不具合はシステム全体のエネルギー消費量を増加させることが判った。特に VAV ユニットの不具合は、そのユニットだけではなく同系統に属する他の正常ユニットにも影響を及ぼすことがあり、室温に大きな影響を与えない不具合でもエネルギーの損失を引き起こすことが判った。

表 4.6 熱源システム COP の変化に伴うエネルギー消費量の変化

実験 番号	COP=2		COP=3		COP=4	
	E_t	正常時との差	E_t	正常時との差	E_t	正常時との差
N1, N2	5.23	—	4.08	—	3.50	—
F1-1	6.37	21.9%	4.75	16.6%	3.94	12.6%
F1-2	6.76	29.2%	5.05	24.0%	4.20	20.1%
F1-3	7.01	34.3%	5.20	27.7%	4.30	22.8%
F2-1	5.46	4.5%	4.21	3.2%	3.58	2.3%
F2-2	7.02	34.4%	5.54	36.0%	4.80	37.1%
F3	6.42	22.9%	4.86	19.3%	4.08	16.6%
F4-1	6.37	21.7%	4.62	13.3%	3.74	7.0%
F4-2	7.97	52.6%	6.40	57.1%	5.62	60.5%

(4) 熱源システム COP に関する考察

η_{cop} の変化が不具合によるエネルギー損失量に与える影響を分析する. η_{cop} を 2, 3, 4 と変えた時の E_t を表 4.6 に示す. 実験 F2-2 と実験 F4-2 以外は η_{cop} が大きくなるにつれて不具合によるエネルギーの損失量は小さくなる. しかし η_{cop} が 4 でも, 各不具合は 10~25%のエネルギー浪費を引き起こす. 実験 F2-2 と実験 F4-2 に関しては, これらの不具合は E_t に与える影響が大きいため, η_{cop} が大きくなるにつれてエネルギーの損失は増加し, η_{cop} が 4 のときには 40~60%のエネルギーの損失を引き起こす. η_{cop} の値により不具合が E_t に与える影響の大きさは変化するが, η_{cop} が変化しても不具合は 5%~65%のエネルギーの損失を引き起こすことを確認した.

4.2.2 エネルギー損失量推定モデルの開発

VAV ユニットの不具合はエネルギーの損失を引き起こすことが判ったが, これらは実験室実験の結果であり, そのまま他のシステムには適用できない. 本節ではシミュレーションを利用して不具合がシステムに及ぼす影響を推定する手法について述べる. 前節で述べた実験室の空調システムのエネルギー損失量を推定し, 実験で確認したエネルギー損失量と比較して推定精度を検証する.

(1) 推定モデルの概要

空調機器モデル, 制御ロジックモデル, 室の熱負荷推定モデルを組み合わせるシステムシミュレーションを作成し, シミュレーション上で不具合を発生させてエネルギーの損失量を推定する. システムシミュレーションの概要を図 4.13 に示す. 前節の実験で明らかになったとおり, VAV 空調システムの不具合は制御系に影響を与えてエネルギーの損失を引き起こす. 従って, 空調システムの不具合による影響を推定するには, 制御系を含めたモデル化を行う必要がある. 通常, 空調システムの制御ロジックは積分式を含み, 過去の履歴を基に現在の制御信号値を計算する. よって, 制御系のモデルを含むシミュレーションを作成するには, 伝熱の時間遅れを考慮した動的モデルを用いる必要がある.

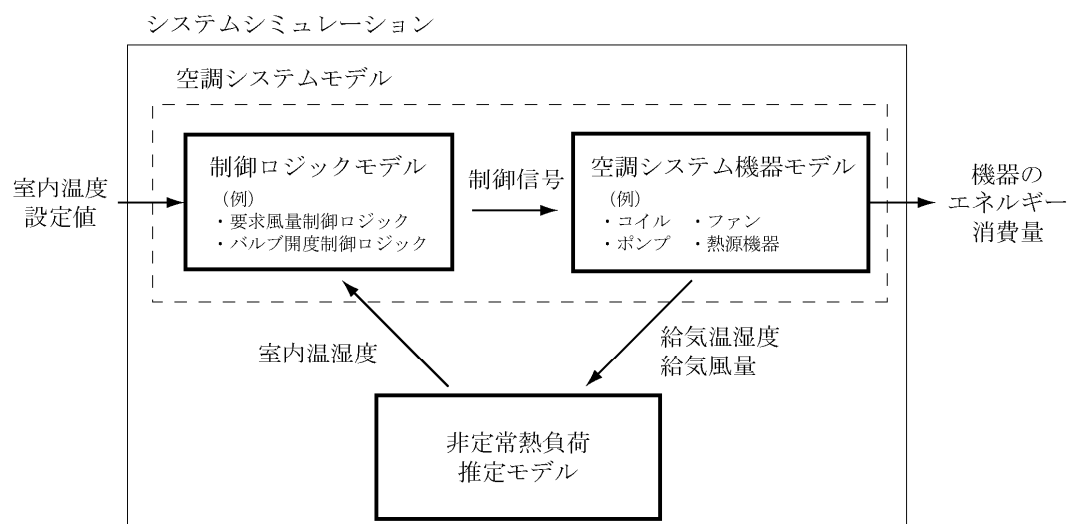


図 4.13 システムシミュレーションの概要

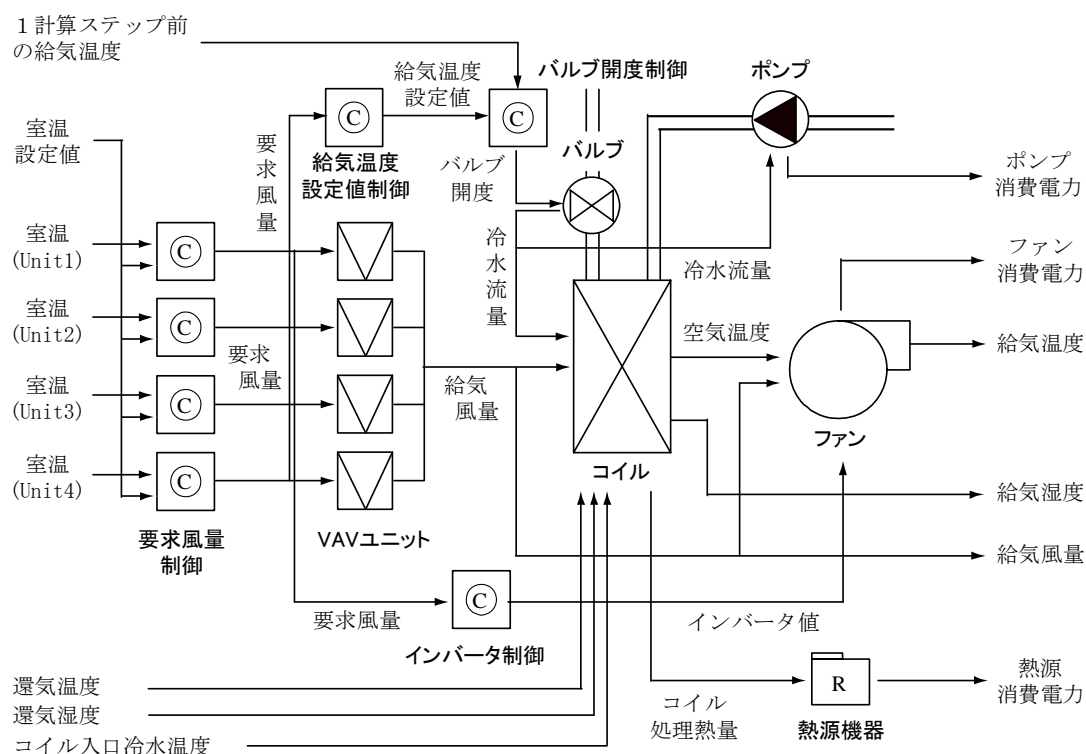


図 4.14 空調システムモデルの概要

(2) 実験室の空調システムモデルの作成

前節で述べた実験室の空調システムモデルを作成する。空調システムを構成する機器と自動制御コントローラをモデル化し、これらのモデルの入出力値を繋ぎ合わせて空調システムモデルを作成する。モデルの概要を図 4.14 に、空調システムモデルを構成する各モデルに関する情報を表 4.7 に示す。空調システムモデルの入力値は各ゾーンの温湿度、室温設定値、1 計算ステップ前の

給気温度，コイル入口冷水温度であり，出力値は給気温度，給気湿度，給気風量とファン，ポンプ，熱源機器の消費電力である．

ファンモデルは HVACSIM⁴⁻⁴⁾ のモデル式を基にモータやインバータなどの機器効率を考慮したモデル式を，コイルモデルはシミュレーションソフト SIMBAD にて採用されているモデル式^{4-5) 4-6)}を用いる．熱源機器の消費電力は式(4.4)で求める．VAV ユニットモデル，バルブモデル，ポンプモデルには次の多項式を用いる．

$$V_r = a_v V_d \quad \dots\dots (4.5)$$

$$w_{p2} = a_{w0} + a_{w1} O_v + a_{w2} O_v^2 + a_{w3} O_v^3 \quad \dots\dots (4.6)$$

$$E_p = a_{p0} + a_{p1} w_{p2} + a_{p2} w_{p2}^2 + a_{p3} w_{p2}^3 \quad \dots\dots (4.7)$$

ここで，

V_r	: VAV ユニットの吹出風量	[m ³ /h]
V_d	: VAV ユニットの要求風量信号値	[m ³ /h]
w_{p2}	: ポンプ P-2 の冷水流量	[kg/s]
O_v	: バルブ開度信号値	[-]
E_p	: ポンプのエネルギー消費量	[kW]

機器モデルのパラメータは各機器の性能曲線を基に定め，前節の実験 N-1, N-2 で得られた運転データを利用して補正する．式(4.5)～(4.7)のパラメータ a_v ， $\{a_{w0}, \dots, a_{w3}\}$ ， $\{a_{p0}, \dots, a_{p3}\}$ は実験 N-1, N-2 の運転データを基に最小二乗法で求める．

制御コントローラのモデルは実装されている制御ロジックを基に作成する．要求風量制御ロジックのモデル式を以下に示す．

$$V_{d,i} = (V_{d,\max} - V_{d,\min})(y_p + y_i) + V_{d,\min} \quad \dots\dots (4.8)$$

$$y_p = k(\theta_{r,i} - \theta_{sp,i}) \quad \dots\dots (4.9)$$

$$y_i = \frac{k}{T_i} \int (\theta_{r,i} - \theta_{sp,i}) dt \quad \dots\dots (4.10)$$

$$k = \frac{1}{L_b} \quad \dots\dots (4.11)$$

ここで，

$V_{d,i}$: Unit i の要求風量信号値	[m ³ /h]
$V_{d,\max}$: Unit i の要求風量の最大値	[m ³ /h]
$V_{d,\min}$: Unit i の要求風量の最小値	[m ³ /h]
$\theta_{r,i}$: Zone i の室内温度	[°C]
$\theta_{sp,i}$: Zone i の室内温度設定値	[°C]
T_i	: 積分時間	[sec]

L_b : 比例帯 [°C]

このシステムでは、 T_i は 600 秒、 L_b は 1.5°Cである。

給気温度設定値の制御コントローラのモデル式は次式である。

$$\theta_{sasp,j} = \begin{cases} \theta_{sasp,j-1} + \Delta\theta_a & (V_{d,1} = \dots = V_{d,n} = V_{d,\min}) \\ \theta_{sasp,j-1} - \Delta\theta_b & (V_{d,i} = V_{d,\max}) \\ \theta_{sasp,j-1} & \end{cases} \quad \dots\dots (4.12)$$

ここで、

$\theta_{sasp,j}$: 時刻 j の給気温度設定値 [°C]

$\Delta\theta_a, \Delta\theta_b$: 給気温度設定値変化量 [°C]

対象システムでは、1 台でも要求風量信号値が最大であるユニットが存在する場合は 1°C 下げ、1 台でも要求風量が最小であるユニットが存在する場合は 0.5°C 上げる。要求風量が最大のユニットと最小のユニットが同時に存在する場合は、最大であるユニットを優先して設定値を 1°C 下げる。つまり $\Delta\theta_a = 1.0^\circ\text{C}$ 、 $\Delta\theta_b = 0.5^\circ\text{C}$ である。

ファンのインバータ制御コントローラのモデル式は次式で表される。

$$f_{inv} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N V_{d,n} \quad \dots\dots (4.13)$$

ここで、

f_{inv} : ファンインバータ値 [%]

N : ゾーン数 [-]

表 4.7 に実験 N-1, N-2 の運転データを利用して計算した各モデルの出力値の平方根二乗平均誤差を示す。全てのモデルで誤差は 7%以下となり、精度良く実際の挙動を再現できることが判る。

表 4.7 空調システムモデルを構成する機器モデルと制御モデルの入出力値

モデル		入力値			出力値	
機器モデル	ファンモデル	ファンインバータ値	給気風量	入口空気温度	ファン消費電力 (2.3%)	給気温度 (0.3%)
	コイルモデル	入口空気温度	入口空気湿度	給気風量	空気温度 (-6.6%)	空気湿度 (-6.6%)
		入口冷水温度	冷水流量		冷水温度 (-3.2%)	処理熱量 (-6.5%)
	ポンプモデル	冷水流量			ポンプ消費電力 (-5.5%)	
	熱源機器モデル	コイル処理熱量			熱源機器消費電力	
	VAVユニットモデル	要求風量			給気風量 (0.2%)	
制御モデル	バルブモデル	バルブ開度			冷水流量 (5.5%)	
	要求風量制御	室内温度	室内温度設定値		要求風量 (0.5%)	
	給気温度設定値制御	要求風量			給気温度設定値 (-0.5%)	
	ファンインバータ値制御	要求風量			ファンインバータ値 (0.2%)	
	バルブ開度制御	給気温度	給気温度設定値		バルブ開度 (5.5%)	

(3) 非定常熱負荷推定モデルの作成

制御系を含めたモデル化を行うためには短時間の伝熱応答を計算する必要がある．本研究では，シミュレーションソフトウェア SIMBAD で採用されているモデルであり，電気回路とのアナロジーを利用して短時間の熱応答の計算を行う室モデルを利用する(図 4.15)⁴⁻⁷⁾．モデル式は本論文第二章に記す．このモデルは3次元の状態空間モデルであり，空気温度 θ_i ，変化後の空気温度 θ_s ，壁体温度 θ_w の3つの状態を持つ．モデルパラメータはゾーンの大きさ(長さ，幅，高さ)，窓の大きさ(長さ，高さ)，外壁，内壁，床，天井の構成(各層の材質，厚さ)である．これらのパラメータは設計図面を基に定める．建物の図面を図 4.16 に，定めたパラメータを表 4.8 に示す．

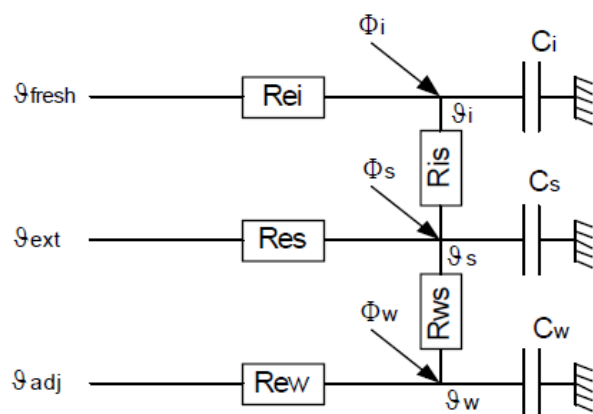


図 4.15 ゾーンモデル(R5C3 モデル)

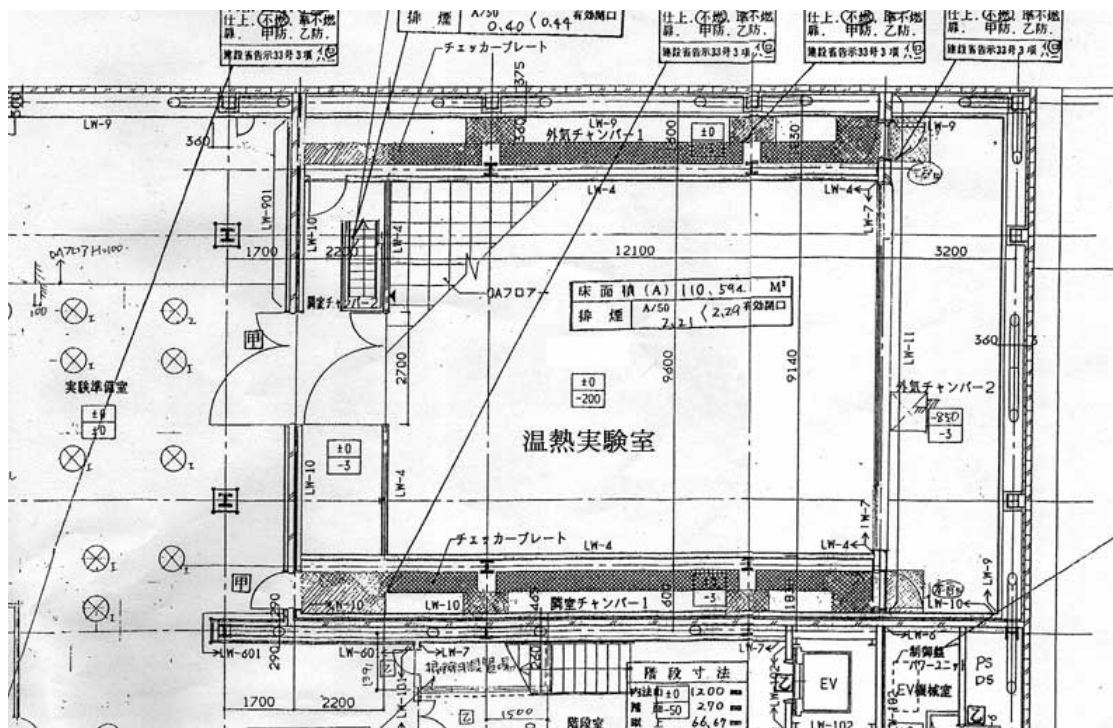


図 4.16 温熱環境実験室の平面図

表 4.8 空調システムモデルを構成する機器モデル，制御モデルの入出力値

	材料	厚さ [mm]	熱伝導率 [W/(m*K)]	面積 [m ²]	対流熱伝達率 [W/(m ² K)]	
					室内側	室外側
外壁	石膏ボード	22	0.35	12.25	3	3
	ポリウレタン	25	0.031			
	コンクリート	150	0.7			
床	ミネラルファイバー	31	0.12	101.2	1.5	5
	空気層	175	0.187			
	コンクリート	200	0.7			
天井	ロックウール	12	0.041	101.2	5	1.5
	プラスター	9.5	0.35			
内壁	プラスター	22	0.35	109.62	3	3
	空気層	65	0.19			
	プラスター	9.5	0.35			
	ミネラルファイバー	8	0.12			

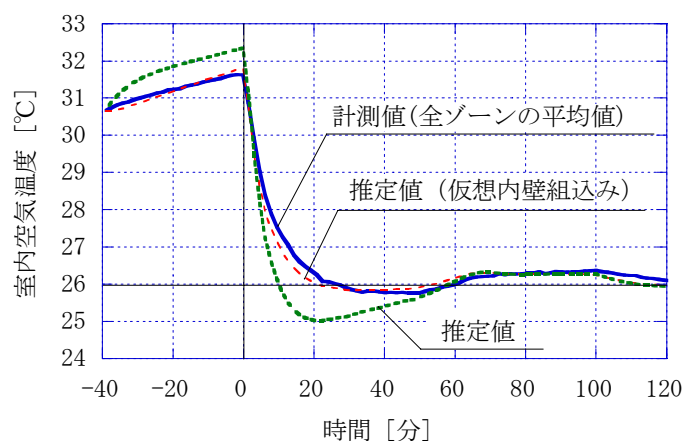


図 4.17 室内温度実測値と推定値の比較

実験 N-1 の正常時運転データを利用して熱負荷推定モデルの精度を検証する．実際には部屋は 4 つのゾーンに分けられているが，1 つのゾーンしかないと仮定して計算を行う．室温の計算結果を図 4.17 に示す．室温の計測値と推定値には大きな差がある．モデルの精度を向上させるために，モデルに仮想的な内壁を組込み，室温推定値の挙動が計測値の挙動に近くなるように仮想内壁の熱容量を最小二乗法で求めた．仮想内壁組込み後の室温推定値と実測値の比較を図 4.17 に示す．このときの仮想内壁の熱容量は $7.0\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ である．仮想内壁を組込んだ室モデルは実際の室温挙動を精度良く表現できる．

(4) 空調システム全体モデルの作成

空調システムモデルと室モデルを組み合わせでシステムシミュレーションを作成する．本研究では MATLAB/Simulink を利用してモデルを作成した．シミュレーションの概要を図 4.18 と図 4.19 に示す．実験 N-1 の運転データを利用して推定精度を検証する．シミュレーションによる推定値と計測値の比較を図 4.20～25 に示す．室温の推定値と計測値はほぼ同様の挙動を取り精度良く推定できるが，要求風量と給気温度の推定値は実測値と大きく異なりエネルギー消費量の推定精度

は悪い。これは、実際の部屋は4つのゾーンに区別されているが、シミュレーションでは1つのゾーンとして扱っているため、各ユニットの要求風量の違いを再現することができずに給気温度設定値の推定値が現実とは大きく異なる挙動を取るからである。

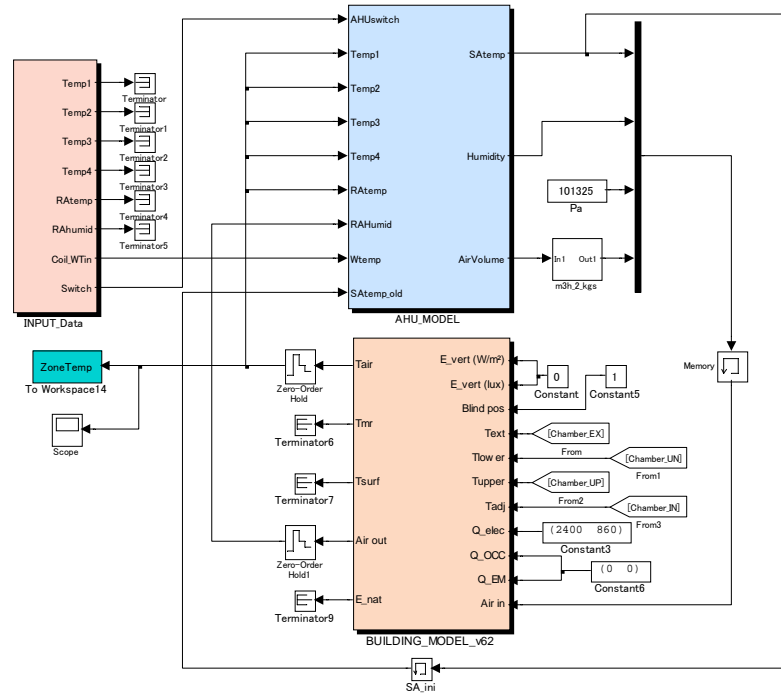


図 4.18 システム全体モデル

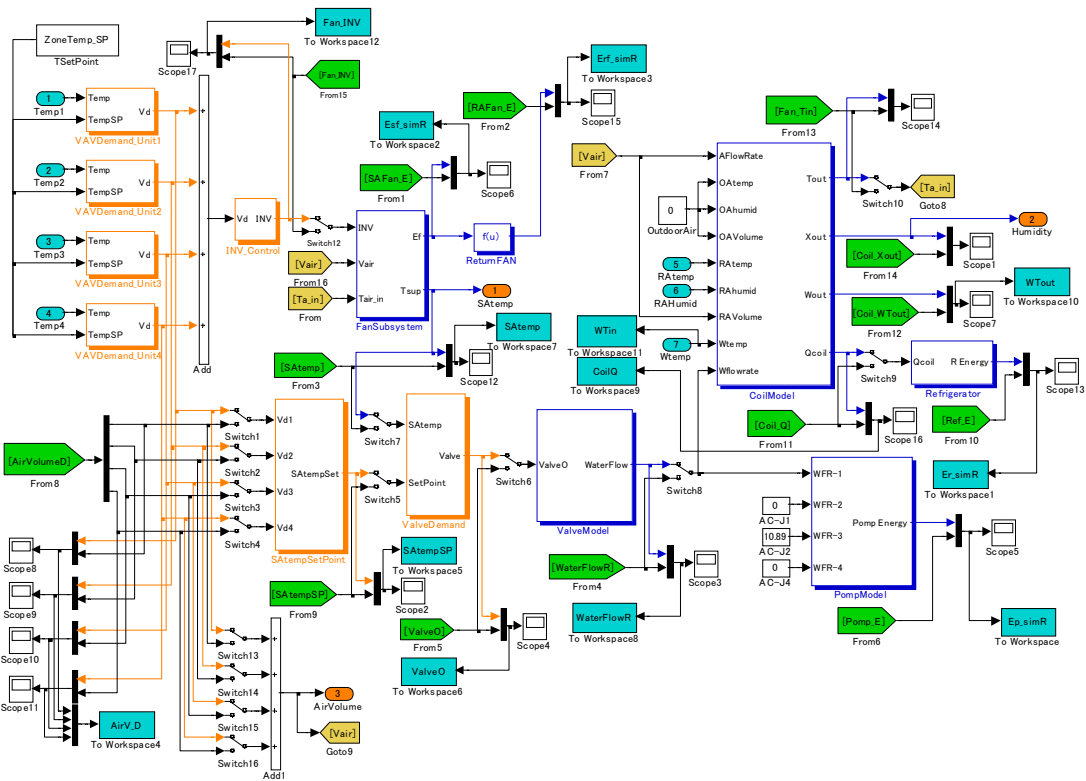


図 4.19 システム全体モデル（空調システム機器モデル）

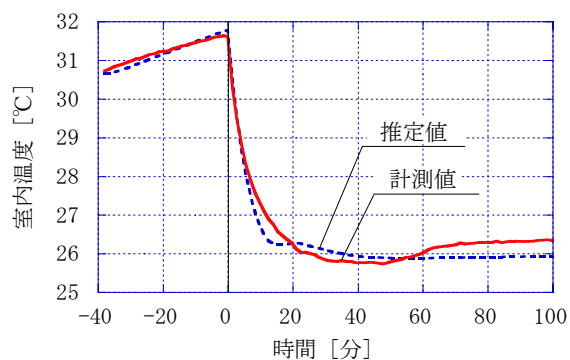


図 4.20 室内温度計算結果

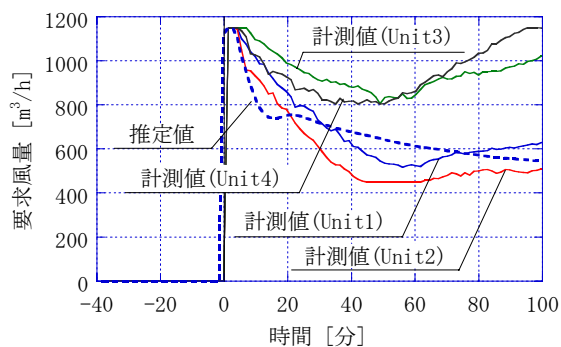


図 4.21 要求風量計算結果

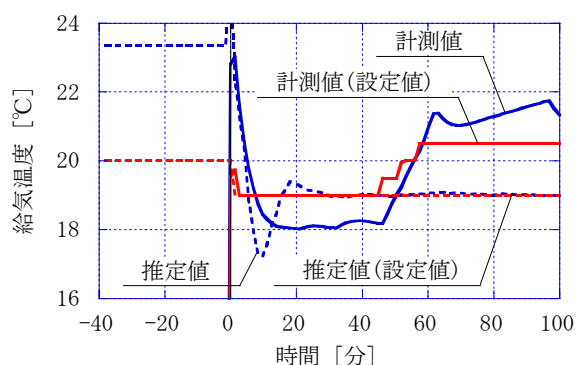


図 4.22 給気温度計算結果

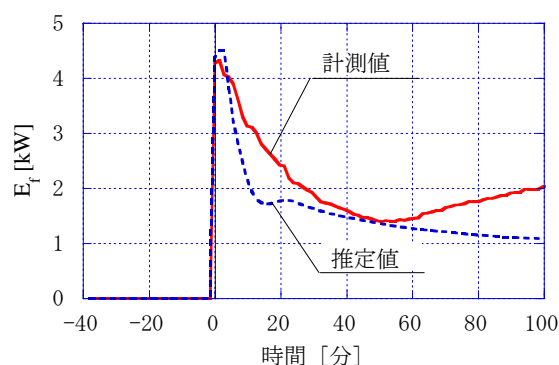


図 4.23 ファン消費電力計算結果

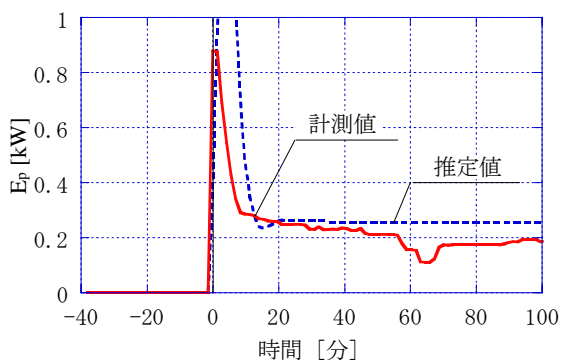


図 4.24 ポンプ消費電力計算結果

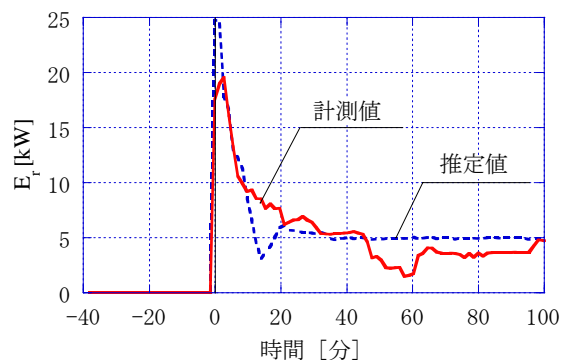


図 4.25 熱源消費電力計算結果

これを解消するために、インテリアゾーン (Zone1 と Zone2) とペリメータゾーン (Zone3 と Zone4) は異なる部屋であると仮定して 2 つの部屋を連結して仮想的にゾーンニングを再現する。図 4.26 にモデルの概要を示す。インテリアゾーンとペリメータゾーンの間には厚さ 0.001m の壁を設ける。両ゾーン間の熱の移動はモデル化しない。このモデルによる室内温度推定値と実測値の比較を図 4.27 に示す。モデルは精度良く室温を推定できることが判る。

このモデルをシステムシミュレーションに組み込み、実験 N-1 の運転データを利用してシミュレーションの精度を検証する。推定値と実測値の比較を図 4.28～図 4.35 に示す。シミュレーションはシステムの挙動を精度良く再現できることが判る。

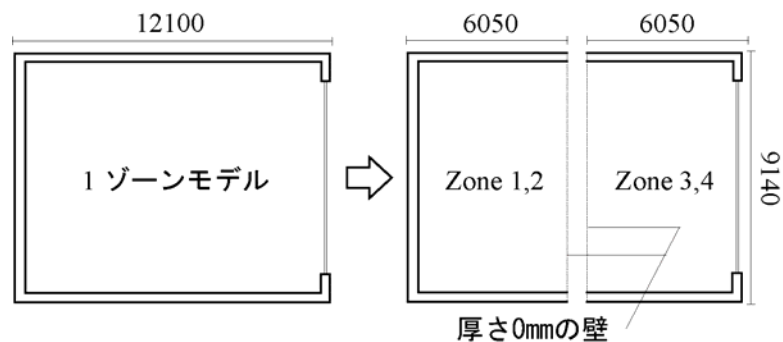


図 4.26 2 ゾーンモデル

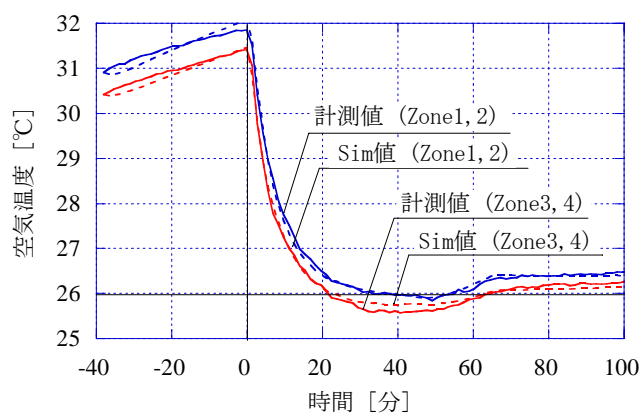


図 4.27 室内温度実測値と推定値の比較

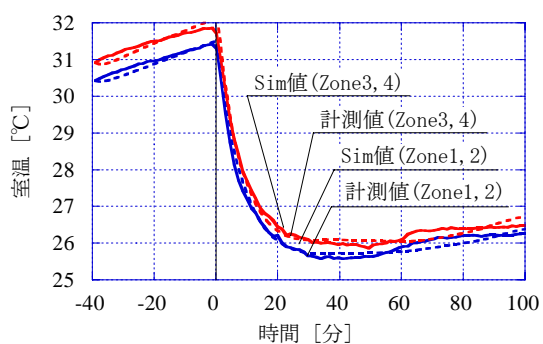


図 4.28 室内温度計算結果

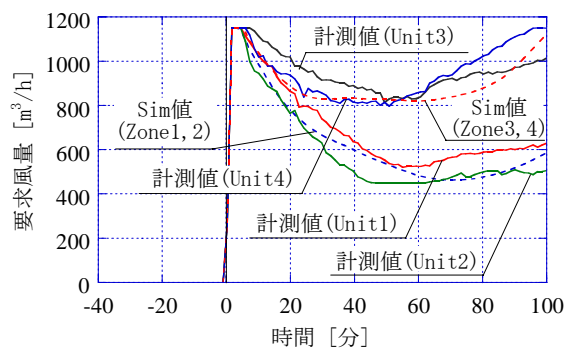


図 4.29 要求風量計算結果

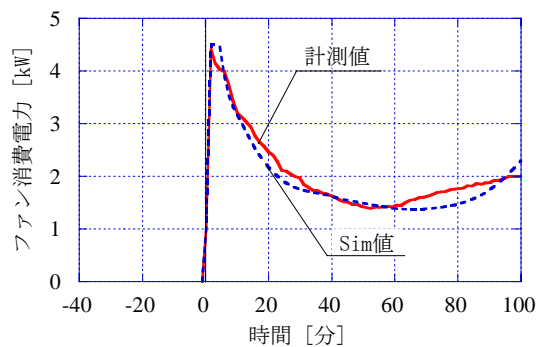


図 4.30 ファン消費電力計算結果

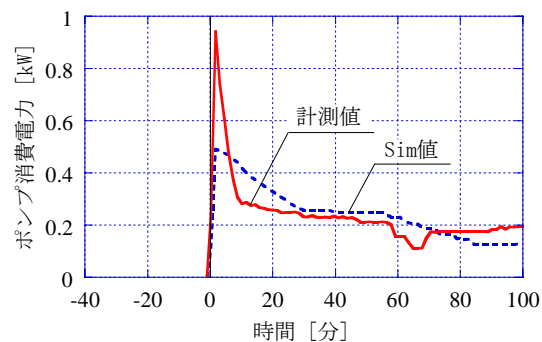


図 4.31 ポンプのエネルギー消費量

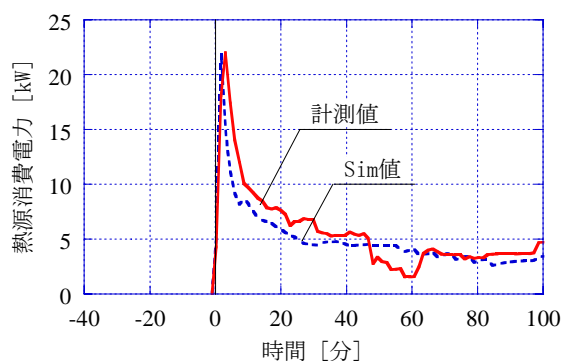


図 4.32 熱源消費電力計算結果

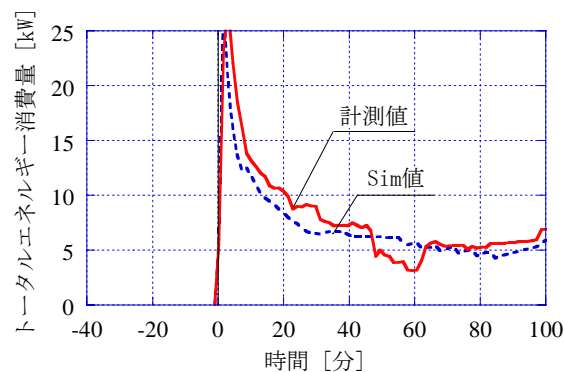


図 4.33 システム全体のエネルギー消費量

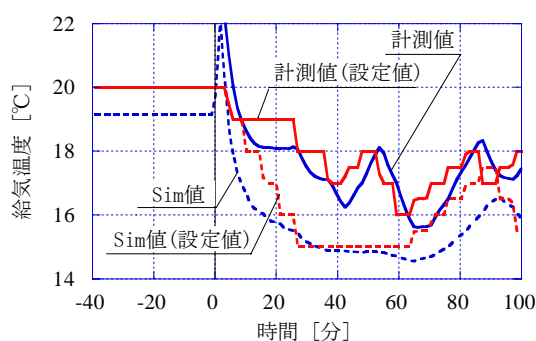


図 4.34 給気温度計算結果

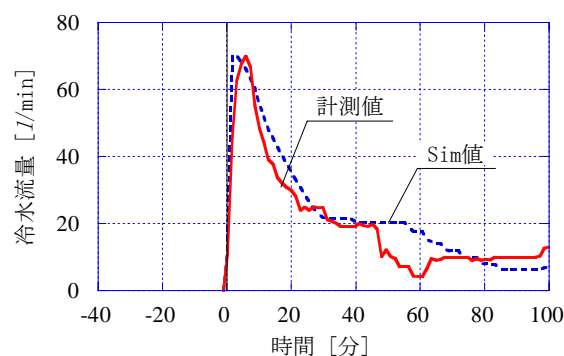


図 4.35 冷水流量計算結果

(5) 不具合によるエネルギー損失の推定

実験室で実験した不具合をシミュレーション上で発生させ、不具合によるエネルギー損失の推定精度を検証する。表 4.9 にシミュレーションを利用して求めた不具合によるエネルギー消費量の推定値を、表 4.10 に分析対象時間における運転データの平均値を示す。また、エネルギー消費量の実測値と推定値の比較を図 4.36、エネルギー損失量の比較を図 4.37 に示す。実験 F2-2 と F4-1 以外は実測値と推定値の差は 10%以内となり、精度良くエネルギー損失量を推定できることが判る。

実験 F2-2 に関しては、Zone1 と全開不具合ユニットがある Zone2 を一つのゾーンとして計算しているため、Zone1 の室温が実際よりも低くなり、Unit 1 の要求風量が実際よりも小さく推定される。そのため、ファンのエネルギー消費量が小さくなり、不具合によるエネルギー損失が小さく推定される。実験 F4-1 に関しては、インテリアゾーンとペリメータゾーンの熱移動をモデル化していないため、ペリメータゾーンの室温が実際よりも高くなる。そのため、熱源のエネルギー消費量が実際よりも大きくなり、不具合によるエネルギー損失量は大きく推定される。推定誤差が大きい不具合があるものの、全ての実験に対して不具合がエネルギーの損失を引き起こすことをシミュレーションでも確認し、シミュレーションを利用してエネルギー損失量を推定できることを確かめた。

表 4.9 エネルギー損失量の推定結果

実験	N-1	N-2	平均	F1-1	F1-2	F1-3	F2-1	F2-2	F3	F4-1	F4-2
E_f [kW]	1.57	1.53	1.55	1.63	1.64	1.68	1.71	1.88	2.23	0.95	3.09
E_p [kW]	0.19	0.18	0.18	0.33	0.30	0.76	0.13	0.15	0.16	0.35	0.21
E_r [kW]	3.61	3.55	3.58	4.44	4.49	4.84	3.90	4.03	4.30	4.55	5.03
E_t [kW]	5.37	5.26	5.31	6.40	6.42	7.28	5.75	6.06	6.69	5.85	8.33
正常時との差	-	-	-	20.4%	20.9%	37.2%	8.2%	14.1%	25.9%	10.2%	56.8%

表 4.10 分析時間における運転データ推定値の平均値

実験番号		N-1	N-2	正常時 平均	F1-1	F1-2	F1-3	F2-1	F2-2	F-3	F4-1	F4-2
室温 [°C]	Zone 1, 2	25.9	26.0	25.9	24.9	24.9	25.0	26.1	25.8	25.6	24.6	25.8
	Zone 3, 4	26.2	26.3	26.3	26.2	26.2	26.5	26.5	26.4	26.3	25.9	26.4
要求風量 [m3/h]	Unit 1, 2	510	503	507	450	450	458	588	488	703	450	839
	Unit 3, 4	885	867	876	1112	1116	1133	872	1048	977	523	1150
ファンINV値 [%]		67.8	66.9	67.4	73.8	73.9	74.8	70.2	72.9	78.0	52.7	89.1
給気温度 [°C]		19.8	19.9	19.8	15.2	15.1	15.0	20.6	20.9	20.3	14.3	21.4
給気温度設定値 [°C]		20.5	20.5	20.5	15.8	15.5	15.1	20.5	21.0	20.4	15.0	22.0
コイル冷水流量 [l/min]		12.8	12.2	12.5	36.5	28.9	115.7	7.1	8.8	9.8	40.1	15.5
コイル冷水出入口温度差 [°C]		9.3	9.7	9.5	3.9	4.5	1.2	15.9	13.7	13.2	3.3	9.6
コイル処理熱量 [kW]		7.2	7.1	7.2	8.9	9.0	9.7	7.8	8.1	8.6	9.1	10.1

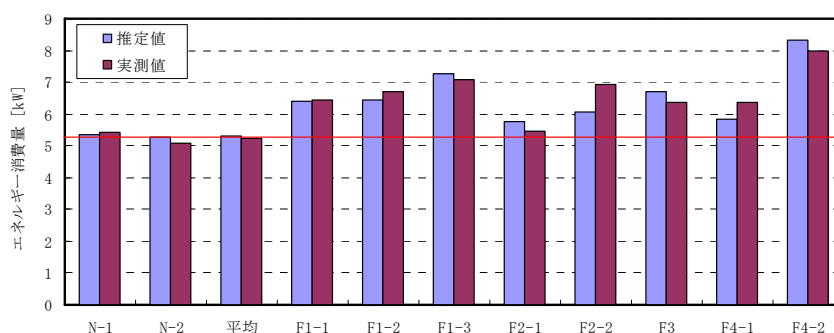


図 4.36 エネルギー消費量の比較

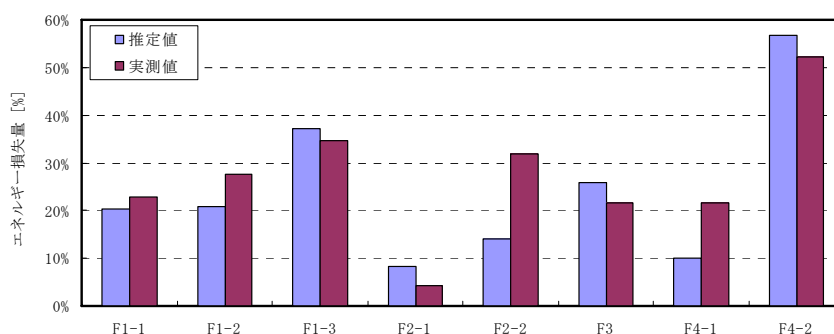


図 4.37 エネルギー損失量の比較

4.3 大規模建物における VAV 空調システムの不具合検知・診断手法

風速センサのない VAV ユニットを対象に、VAV を制御するための室温センサの信号と VAV ユニットの開度要求信号を収集することのできるシステムを前提とした不具合検知・診断手法を開発し、その手法の有効性を VAV ユニットの不具合が頻発している大規模建物で検証する。なお、本研究で開発した手法は、全台数の中から統計的に不具合の可能性があるユニットを、なるべく少ない台数として選定することを目的としており、確定的に不具合ユニットだけを特定することは目指してはいない。つまり、不具合と思われるユニットを限定し、現在実施されている全台数点検に比して、大幅に労力や費用の削減を図ることを目指している。

4.3.1 検証対象システムの概要

VAV ユニットの不具合が頻発している実オフィスビルでデータを収集した。この建物の概要を表 4.11 に、基準階平面図と VAV ユニット配置図を図 4.38 に示す。基準階の空調は 4 系統(北西系統：WN, 南西系統：WS, 北東系統：EN, 南東系統：ES)に分かれており、各系統には 15 台のユニット(W1, W2, ..., E5)が設置されている。各ユニットには室温センサがついており、その信号値と室温設定値との差より開度要求信号値が演算され、ダンパ開度が開度要求信号値と等しくなるようにダンパが操作される。給気温度設定値は系統毎に自動制御され、1 台でも開度要求信号値が最大であるユニットが存在する場合は給気温度設定値を 1℃下げ、1 台でも開度要求信号値が最小であるユニットが存在する場合は 0.5℃上げる。また、給気ファンのインバータ制御が行われている。本研究では、ダンパ開度が開度要求信号通りに制御されないという不具合を対象とする。

本建物では毎年、点検作業員が 1 台ずつ手で VAV ユニットの吹出風量を計測して不具合検知を行っている。図 4.39 に毎年の点検で発見された不具合ユニットの台数を示す。竣工直後と竣工後 8 年目以降に不具合が頻発していることが判る。8 年目以降の不具合の主な原因は、1)ダンパアクチュエータの故障、2)制御基板の故障であり、全閉や全開の状態でダンパが固定される不具合ユニットが多数見つかри、毎年、こうした全台数(約 1000 台)の点検に約 1 ヶ月半という多大な労力を要している。

本研究では、2003 年春に行われた全台数点検の結果をもとにして、不具合ユニットが存在する系統と全てのユニットが正常である系統を 5 系統ずつ選び、これらの系統に属するユニット計 150 台の室温センサ信号値と VAV 開度要求信号値を 1 分間隔で収集した。これらのデータは、各ユニットの室温センサ値から開度要求値を演算する制御コントローラにデータ収集装置を接続して収集した(図 4.40)。データ収集は 2003 年 8 月～10 月に 4 期に分けて行った(表 4.12)。

表 4.11 実測対象建物の概要

主要用途	事務所
竣工年月	1989年6月
延床面積	86,800m ²
基準階延床面積	3,750m ²
規模	地下3階, 地上16階
総VAVユニット数	967 台

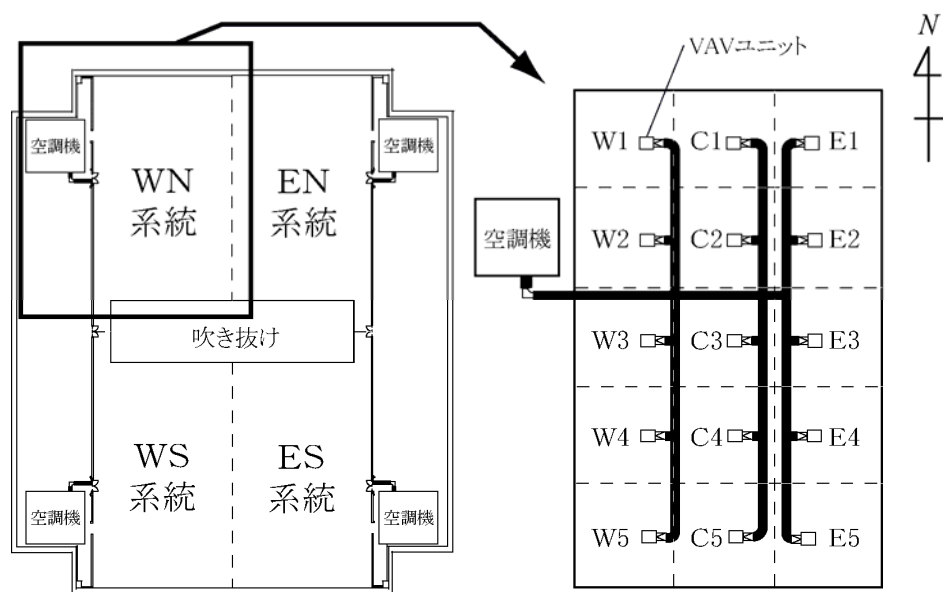


図 4.38 基準階の平面図と VAV ユニット配置図 (WN 系統)

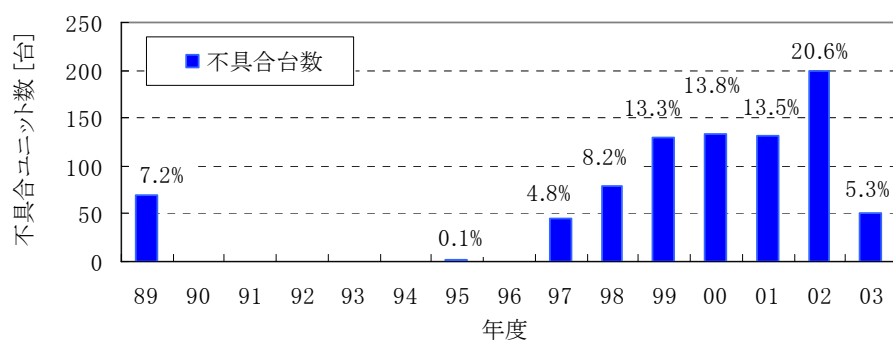


図 4.39 VAV ユニットの不具合発生台数履歴

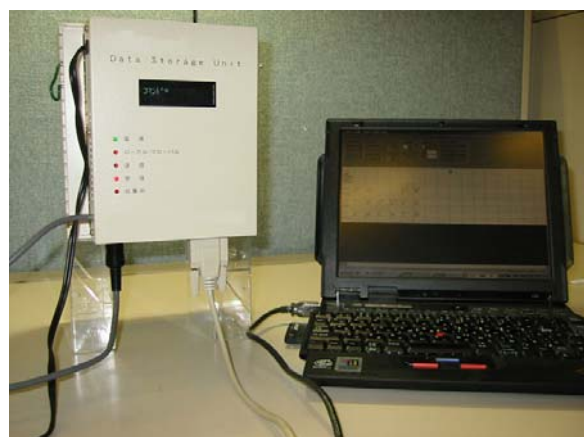


図 4.40 運転データ収集装置(左)とデータ回収用 PC(右)

表 4.12 空調運転データ収集系統(2003 年度)

	系統		不具合ユニット
第 1 期 (2003/8/4 ~2003/8/15)	13階	EN系統	W1 (全閉)
	13階	ES系統	なし
第 2 期 (2003/8/18 ~2003/8/29)	5階	WN系統	なし
	15階	WS系統	W2 (全開)
	16階	WS系統	C3 (全閉) E5 (全閉)
第 3 期 (2003/9/1 ~2003/9/12)	12階	ES系統	C3 (全開)
	12階	EN系統	なし
第 4 期 (2003/9/16 ~2003/10/2)	6階	WN系統	なし
	10階	ES系統	なし
	11階	ES系統	W3 (全閉)

16 階 WS 系統の 8 月 27 日の計測データ例を図 4.41, 4.42 に示す. 以下, 室温とは各ユニットの室温センサの信号を温度に変換した値をいう. 開度要求信号値は 0~1 の値をとり, 0 の時に全閉, 1 の時に全開となる. この系統ではユニット C3 とユニット E5 に全閉不具合がある. ユニット E5 の室温は設定値 (27℃) を大きく上回っており不具合の影響を確認できるが, ユニット C3 は 8 台の正常ユニットで囲まれているため, 不具合があるにも関わらず室温への影響はほとんど現れていない. ここで, ユニット C3 の開度要求信号値が 0.3 で一定となるのは, このユニットの最小開度設定値が 0.3 のためである. この建物では, 各ゾーンの負荷や居住者からのクレームを基に, 最小開度をユニット毎に設定している.

4.3.2 定常運転時の不具合検知・診断手法

本研究では, 空調起動時や昼休みなど, 室温が動的に変化する時間帯の運転データを取り除いた定常時の運転データを用いる手法と, 空調起動時の動的な運転データを用いる手法の 2 つを検討する. 本章では, 定常時の運転データを用いる手法に関して述べる.

1 つの系統が行列状 ($M \times N$) にゾーニングされている VAV システム(図 4.43)に対する不具合検知・診断手法を開発する. 各ゾーンには VAV ユニットが 1 台ずつ設置されているとし, 各ゾーンを $Z_{i,j}$, そのゾーンに設置されているユニットを $U_{i,j}$ ($i=1, 2, \dots, M$, $j=1, 2, \dots, N$) と表記する. ゾーン間に間仕切りのない空間的に繋がっている室に VAV ユニットが多数あると, 一部の VAV ユニットに不具合が生じて隣接する正常ユニットが補助して不具合の影響が室内の温熱環境に現れにくく, 不具合の検知・診断が難しい.

本研究で対象とするユニットの不具合は, 前述の実建物における全台数点検によって発見された不具合の殆どが全閉不具合か全開不具合のどちらかであることから, 2 種類に限定した.

- 1) 全閉不具合: VAV 開度要求信号値に関わらず吹出風量が常に 0 となる不具合
- 2) 全開不具合: VAV 開度要求信号値に関わらず VAV ユニットのダンパ開度が常に最大となる不具合

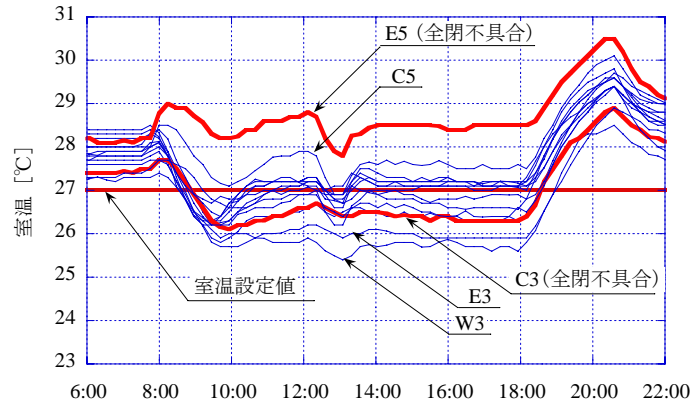


図 4.41 室温センサ信号値 (16 階 WS 系統, 2003 年 8 月 27 日)

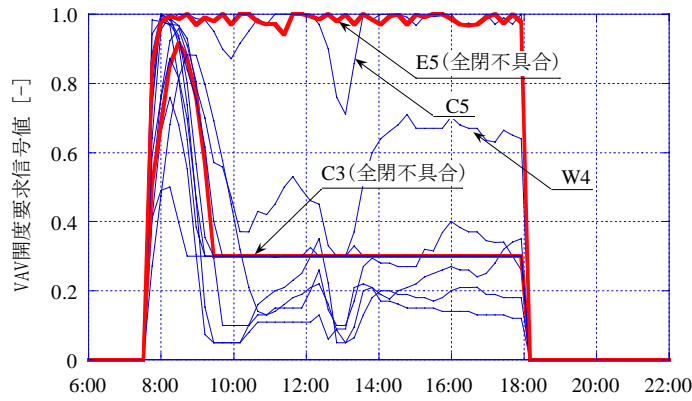


図 4.42 VAV 開度要求信号値 (16 階 WS 系統, 2003 年 8 月 27 日)

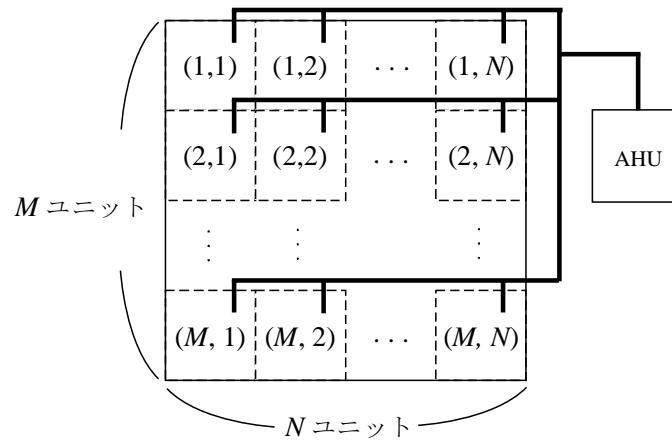


図 4.43 想定した VAV システム

(1) 不具合の判定変量

$U_{i,j}$ に不具合がある場合, 室温 $\theta_{i,j}$ と VAV 開度要求信号値 $\phi_{i,j}$ は他の正常ユニットとは異なる値

を取ると予想される．そこで，各ユニットについて式(4.14)～(4.17)で定義する 4 つの値を算出し，これらの値を用いて不具合を検知・診断する．以下，これらの 4 つの値を不具合の判定変量と呼ぶ．

(a) 室温と室温設定値との差の平均

$$D_{i,j} = \frac{\sum_{k=1}^N \{ \theta_{i,j}(k\Delta t) - \theta_{s,i,j}(k\Delta t) \}}{N} \quad \dots\dots (4.14)$$

(b) VAV 開度要求信号値の平均

$$S_{i,j} = \frac{\sum_{k=1}^N \{ (\phi_{i,j}(k\Delta t) - \phi_{\min,i,j}) / (\phi_{\max,i,j} - \phi_{\min,i,j}) \}}{N} \quad \dots\dots (4.15)$$

(c) 隣接ユニットとの室温の差の平均

$$D_{a,i,j} = \frac{\sum_{k=1}^N \left\{ \theta_{i,j}(k\Delta t) - \left(\sum_{l=1}^{n_{i,j}} \theta_{a,i,j,l}(k\Delta t) \right) / n_{i,j} \right\}}{N} \quad \dots\dots (4.16)$$

(d) 隣接ユニットとの VAV 開度要求信号値の差の平均

$$S_{a,i,j} = \frac{\sum_{k=1}^N \left\{ \phi_{i,j}(k\Delta t) - \left(\sum_{l=1}^{n_{i,j}} \phi_{a,i,j,l}(k\Delta t) \right) / n_{i,j} \right\}}{N} \quad \dots\dots (4.17)$$

ここで，

$\theta_{i,j}$: $U_{i,j}$ の室温	[°C]
$\theta_{s,i,j}$: $U_{i,j}$ の室温設定値	[°C]
Δt	: データの計測間隔	[s]
N	: 計測データの総数	[-]
$\phi_{i,j}$: $U_{i,j}$ の開度要求信号値	[-]
$\phi_{\min,i,j}$: $\phi_{i,j}$ の設定最小値	[-]
$\phi_{\max,i,j}$: $\phi_{i,j}$ の設定最大値	[-]
$\theta_{a,i,j,l}$: $U_{i,j}$ の隣接ユニットの室温	[°C]
$\phi_{a,i,j,l}$: $U_{i,j}$ の隣接ユニットの開度要求信号値	[-]
$n_{i,j}$: $U_{i,j}$ の隣接ユニットの台数	[-]

$D_{i,j}$ と $S_{i,j}$ は各ユニット単独の挙動に着目した判定変量であり、 $D_{a,i,j}$ と $S_{a,i,j}$ は隣接ユニットとの挙動の差に着目した判定変量である。ただし、隣接ユニットとは周囲四方にあるユニットと定義し、 $U_{1,1}$ の場合は $U_{1,2}$, $U_{2,1}$ を、 $U_{2,1}$ の場合は $U_{1,1}$, $U_{2,2}$, $U_{3,1}$ を、 $U_{2,2}$ の場合は $U_{1,2}$, $U_{2,1}$, $U_{2,3}$, $U_{3,2}$ を指す。また、 $S_{i,j}$ は $\phi_{i,j}$ が $\phi_{\min,i,j}$ に達した時に 0, $\phi_{\max,i,j}$ に達した時に 1 となる。

室温が定常であるときに全閉不具合があれば、 $\theta_{i,j}$ や $\phi_{i,j}$ は他のユニットよりも大きくなり、各判定変量も正常ユニットに比べて大きくなる。逆に、全開不具合があれば各判定変量は他のユニットより小さくなる。ここで、 $S_{i,j}$ 以外の判定変量は、室温設定値や隣接ユニットの信号値との差を取っているため、給気温度のロードリセットや給気風量のインバータ制御が行われるシステムでも、他のユニットの判定変量と適切に比較できる。

(2) スミルノフ・グラブス検定による不具合検知・診断

あるデータの集合の中から異常値を検出するスミルノフ・グラブス検定（以下、SG 検定）を利用して、VAV ユニットが正常か不具合かの自動判定を行う。本研究では帰無仮説と対立仮説を以下のように定める。

帰無仮説：全てのサンプルは同じ正規母集団からのものである

対立仮説：全サンプルの平均値からの距離が最大のサンプルは異常値である

まず、ある判定変量に対する集合 X のデータ総数を n 、平均値を \bar{x} 、不偏分散を s とし、 \bar{x} からの距離が最大の判定変量を x_{\max} とし、次式により定義される T_e を求める。

$$T_e = \frac{|x_{\max} - \bar{x}|}{s} \quad \dots\dots (4.18)$$

この T_e と式(4.19)で示す有意水準 α における SG 検定の有意点 $T_{SG}(\alpha)$ を比較し、 $T_e > T_{SG}(\alpha)$ であれば帰無仮説を棄却して x_{\max} は異常値であると判断する。 $T_{SG}(\alpha)$ は、有意水準が $\alpha/2n$ で自由度が $n-2$ の t 分布値 $t_{(\alpha/2n, n-2)}$ を用いて、次式で定義する⁴⁾。

$$T_{SG}(\alpha) = \frac{n-1}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{t_{(\alpha/2n, n-2)}^2}{(n-2) + t_{(\alpha/2n, n-2)}^2}} \quad \dots\dots (4.19)$$

複数の異常値が含まれる可能性がある場合は、まず平均値からの距離が最大の判定変量に対して検定を行い、それが異常値と判断された場合はその判定変量を除いた $n-1$ 個の判定変量に対して再度検定を行う。この作業を異常値が検出されなくなるまで繰り返す。SG 検定の流れを図 4.44 に示す。

定常時の空調運転データより算出される 4 つの判定変量の SG 検定による不具合検知・診断の具体的な手法を以下に示す。

- 1) 制御が安定し 30 分間で室温が 0.5℃以上変化しない期間を定常区間と位置付け、各ユニットの室温 $\theta_{i,j}$ 、室温設定値 $\phi_{i,j}$ 、VAV 開度要求信号値を 10 分間隔で 1 週間収集する。本研究の対象建物では、空調起動後と昼食後の約 2 時間程度の間に室温が徐々に変化するため、これらの時間帯を除く運転データが定常時の運転データとなる。

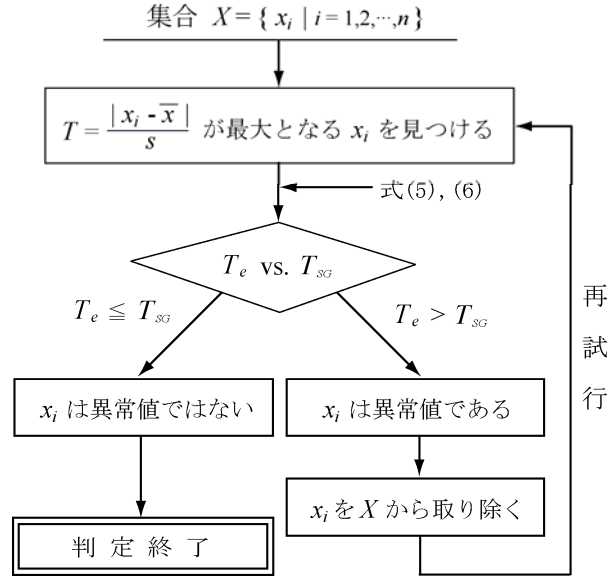


図 4.44 スミルノフ・グラブス検定

- 2) 式(4.14)～(4.17)で判定変量を計算する.
- 3) 判定変量に SG 検定を適用し異常値を検出する. SG 検定の有意水準は 0.1 とする. あるユニットの判定変量が異常値と判定され, その異常値が全変量の平均値よりも大きい場合は全閉不具合, 小さい場合は全開不具合と診断する.
- 4) 4 つの判定変量のうち 1 つでも異常値と判定されたユニットを不具合ユニットと判断して, 手作業による検査の対象とする.

以下, この不具合検知・診断手法を手法 A と呼ぶ.

4.3.3 非定常運転時の不具合検知・診断手法

システムが正常に稼動していれば室温と VAV ユニットの開度信号は同じような動的反応を示すことが予想される. そこで, 動的反応が最大となる起動時という非定常のデータを分析すれば, 正常ユニットと不具合ユニットとを分離できると考える.

(1) 不具合の判定変量

あるユニットと隣接ユニットとの室温の差 $\Delta\theta_{i,j}$ を次式で定義する.

$$\Delta\theta_{i,j}(k\Delta t) = \theta_{i,j}(k\Delta t) - \left(\sum_{l=1}^{n_{i,j}} \theta_{a,i,j,l}(k\Delta t) \right) / n_{i,j} \quad \dots\dots (4.20)$$

設定温度が全ての VAV ユニットで同じであり，ユニットが正常に動作すれば，空調起動時にゾーン間に室温差があっても定常状態に近づくにつれて，隣接ユニットとの室温差は徐々に小さくなるはずである．従って，正常ユニットに対する $\Delta\theta_{i,j}$ は 0 に漸近することが想定される．

これに対して，ユニットに全閉不具合や全開不具合がある場合は，冷房時にそれぞれ次のような現象が起こると予想される．

- 1) 全閉不具合ユニットがあるゾーンでは，不具合ユニットから冷風が供給されないため隣接ゾーンより室温の下がり方が緩やかとなり，時間が経つに連れて $\Delta\theta_{i,j}$ は増加する．
- 2) 全開不具合ユニットがあるゾーンでは，必要以上の冷風が供給されるため室温の下がり方が急となり，時間が経つに連れて $\Delta\theta_{i,j}$ は減少する．

そこで，次式で定義する $G_{i,j}$ ， $C_{i,j}$ を判定変量とする．

$$G_{i,j} = \frac{\Delta\theta_{i,j}(k_g\Delta t) - \Delta\theta_{i,j}(0)}{k_g\Delta t} \quad \dots\dots (4.21)$$

$$C_{i,j} = \Delta\theta_{i,j}(k_c\Delta t) \quad \dots\dots (4.22)$$

$G_{i,j}$ は起動後 $k_g\Delta t$ 秒間の $\Delta\theta_{i,j}$ の変化を表す勾配で，全閉不具合があるユニットでは $G_{i,j}$ は正の大きな値を，全開不具合があるユニットでは負の大きな値となることが想定される． $k_g\Delta t$ は $\Delta\theta_{i,j}$ の勾配が定常になる時間とする．

$C_{i,j}$ は起動後 $k_c\Delta t$ 秒後の隣接ユニットとの室温の差であり，全閉不具合があれば正の値を，全開不具合があれば負の値をとることが想定される．正常ユニットでも空調起動直前の隣接ゾーンとの室温差が大きい場合は $G_{i,j}$ は正や負の大きな値となり， $G_{i,j}$ だけでは正しく不具合を判定できないこともあるため， $C_{i,j}$ を二番目の判定変量とする． $k_c\Delta t$ は $\theta_{i,j}$ が定常になる時間とする．

(2) $k_g\Delta t$ ， $k_c\Delta t$ の決定法

$G_{i,j}$ と $C_{i,j}$ を求めるための $k_g\Delta t$ ， $k_c\Delta t$ は建物やシステムに依存する．本節では，これらを自動的に決定する方法を示す．なお， $k_g\Delta t$ ， $k_c\Delta t$ にはそれぞれ全ユニットに対して 1 つの値を定める．

$k_g\Delta t$ は，空調機が起動してから $\Delta\theta_{i,j}$ の勾配，つまり $\Delta\theta_{i,j}$ の微分 $\Delta\theta'_{i,j}$ が 0 に収束する時間の全ユニットの平均値とする．まず， $\Delta\theta_{i,j}$ の挙動は指数関数 $y = a \exp(-bt) + c$ で表すことができると仮定し，次式を満たす $a_{g,i,j}$ ， $b_{g,i,j}$ ， $c_{g,i,j}$ を求める．

$$\min_{a_g, b_g, c_g} \sum_{k=1}^N \left[\Delta\theta_{i,j}(k\Delta t) - \{a_{g,i,j} \exp(-b_{g,i,j} k\Delta t) + c_{g,i,j}\} \right]^2 \quad \dots\dots (4.23)$$

このとき， $\Delta\theta'_{i,j}$ は次式で表すことができる．

$$\Delta\theta'_{i,j}(k\Delta t) \cong -a_{g,i,j} b_{g,i,j} \exp(-b_{g,i,j} k\Delta t) \quad \dots\dots (4.24)$$

ここで、 $\Delta\theta_{i,j}$ の挙動は、反曲点が現れるなど、本研究で想定した単純な指数関数の形にはならない可能性がある。しかし、本研究では $\Delta\theta_{i,j}$ の勾配が定常になる時間を定めることが目的であり、 $\Delta\theta_{i,j}$ の挙動を正確に表現することが目的ではないため、漸近的に収束する曲線を表す一般的な関数である $y = a \exp(-bt) + c$ を用いて、 $\Delta\theta_{i,j}$ の挙動を近似した。

本研究では、曲線 $y = a \exp(-bt) + c$ に対して、 $y = 0.01a + c$ となれば y は収束したとみなし、この時の t を y が収束する時間と定義する(図 4. 45)。ここで、この収束条件で求まる収束時間と、目視で求めた収束時間とは近い値を取ることを確認している。式(4. 24)の $\Delta\theta'_{i,j}$ にこの収束条件を適用し、 $\Delta\theta'_{i,j}$ が収束する時間 $k_{g,i,j} \Delta t$ を求める。つまり、次式(4. 25)を満たす $k \Delta t$ を $k_{g,i,j} \Delta t$ とする。

$$-a_{g,i,j} b_{g,i,j} \exp(-b_{g,i,j} k \Delta t) = 0.01 a_{g,i,j} \quad \dots\dots (4. 25)$$

$k_{g,i,j} \Delta t$ を全ユニットで平均した値を $k_g \Delta t$ とする。

$k_c \Delta t$ は、空調機が起動してから $\theta_{i,j}$ の全計測ユニットの平均値 $\overline{\theta_{i,j}}$ がある収束値に収束する時間とする。 $\overline{\theta_{i,j}}$ の挙動は指数関数 $y = a \exp(-bt) + c$ で表すことができると仮定し、次式を満たす a_c 、 b_c 、 c_c を求める。

$$\min_{a_c, b_c, c_c} \sum_{k=1}^N \left[\overline{\theta_{i,j}}(k \Delta t) - \{a_c \exp(-b_c k \Delta t) + c_c\} \right]^2 \quad \dots\dots (4. 26)$$

このとき、 $\overline{\theta_{i,j}}$ は次式で表すことができる。

$$\overline{\theta_{i,j}}(k \Delta t) \cong a_c \exp(-b_c k \Delta t) + c_c \quad \dots\dots (4. 27)$$

前述の収束条件(図 4. 45)を適用して、 $\overline{\theta_{i,j}}$ が収束する時間を求める。つまり、次式を満たす $k \Delta t$ を $k_c \Delta t$ とする。

$$a_c \exp(-b_c k \Delta t) + c_c = 0.01 a_c + c_c \quad \dots\dots (4. 28)$$

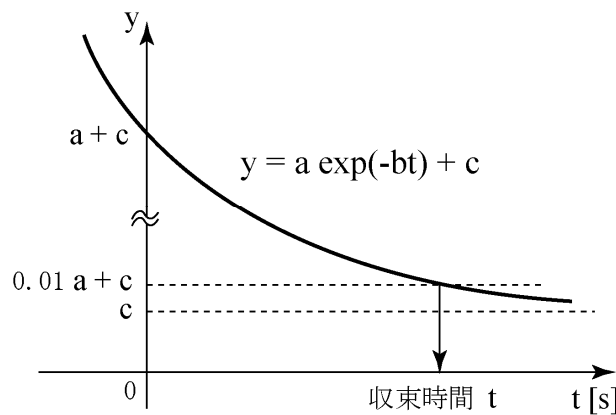


図 4. 45 曲線 $y = a \exp(-bt) + c$ の収束条件

上記の判定法による具体的な手法を以下に示す.

- 1) 空調起動時の各ユニットの室温を 1 分間隔で 1 週間収集する.
 - 2) 式(4.23)～(4.28)を用いて $k_g \Delta t$, $k_c \Delta t$ を求める.
 - 3) 各日に対して式(4.21), (4.22)を適用し判定変量 $G_{i,j}$ と $C_{i,j}$ を求め, これらの値が共に正であるユニットを全開不具合, 共に負であるユニットを全閉不具合と診断する.
 - 4) 全ての計測日について不具合と判定されたユニットを最終的に不具合ユニットと診断する.
- 以下, この不具合検知・診断手法を手法 B と呼ぶ.

4.3.4 実システムにおける手法の検証

前述の実建物に本手法を適用して不具合が正しく検知・診断できるかを検証した. この建物では全台数点検を行っているため不具合ユニットの箇所は予め分かっているが, 不明と仮定して手法を適用した.

本研究では 1 分間隔でデータを収集したが, このような短い収集間隔のデータを常に入手できるとは限らない. そこで, この収集データを用いて, 1 分, 5 分, 10 分, 15 分, 30 分, 60 分間隔のデータを作成し, それぞれに手法 A を適用して判定結果を比較したところ, 1 分から 15 分間隔のデータでは同じ判定結果が得られたが, 30 分, 60 分間隔のデータを用いた場合には異なる判定結果が得られた. この検討結果からは, 手法 A には 15 分間隔のデータで充分であると言えるが, 本研究では, 安全をみて 10 分間隔のデータを用いて検討した.

(a) 手法 A の検証

各変量の度数分布と SG 検定の閾値を図 4.46～4.49 に示す. なお, 理論上, SG 検定では対象となるデータを正規分布と想定しているが, 判定変量に対して正規性の検定を行ったところ, $D_{a,i,j}$ 以外は統計学的に正規分布と判定されなかった. $S_{i,j}$ の分布形 (図 4.47) は正規分布から大きく外れるため, SG 検定を適用しない. ただし, $S_{i,j}$ が 0 である VAV ユニットが 11 台ある. これは分析対象時間の要求開度信号値が 0 であることを意味している. この挙動は明らかに異常であるので, $S_{i,j}$ が 0 のユニットは全開不具合, $S_{i,j}$ が 1 のユニットは全閉不具合と判定することにした.

表 4.13 に各判定変量による判定結果を示す. ここで, 警報数(率)とは検査対象全台数(150 台)のうち本手法によって不具合と判定されたユニット数(率)を, 誤報数(率)とは全台数のうち不具合と判定されたが実際には正常であるユニット数(率)を, 非検知数(率)とは全台数のうち実際には不具合があるにも関わらず正常と判定されたユニット数(率)を示す. 表 4.13 より, 4 つの判定結果の和集合を取れば, 150 台中 18 台(12%)が手作業での検査の対象となり, かつ実際に不具合があるユニット全てがその中に含まれることが判った. つまり, この手法により予め検査をすれば, 手動で全台数を点検する時間と労力を 90%近く削減できることになる.

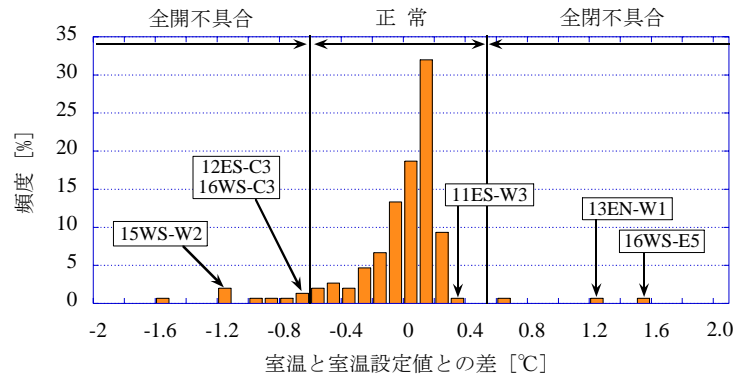


図 4.46 変数 $D_{i,j}$ の度数分布

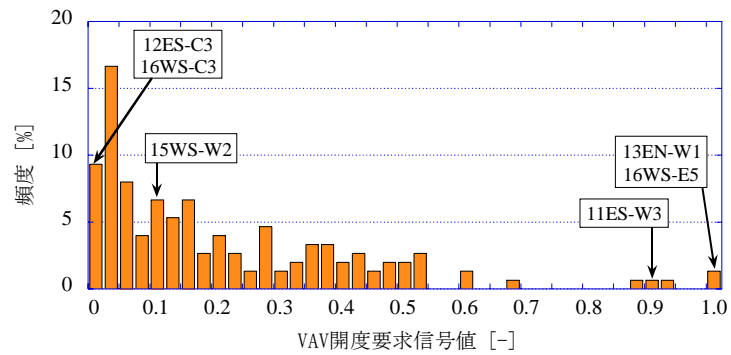


図 4.47 変数 $S_{i,j}$ の度数分布

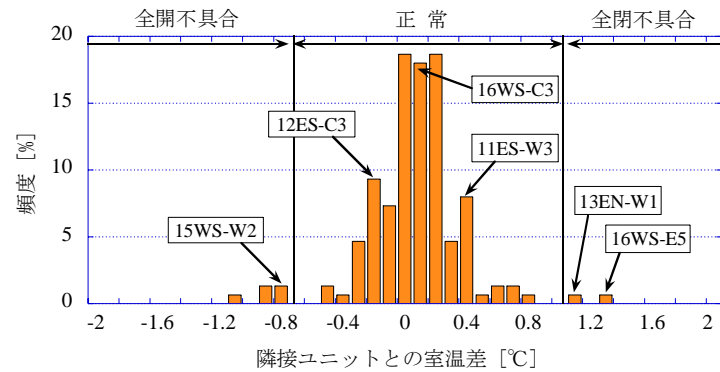


図 4.48 変数 $D_{a,i,j}$ の度数分布

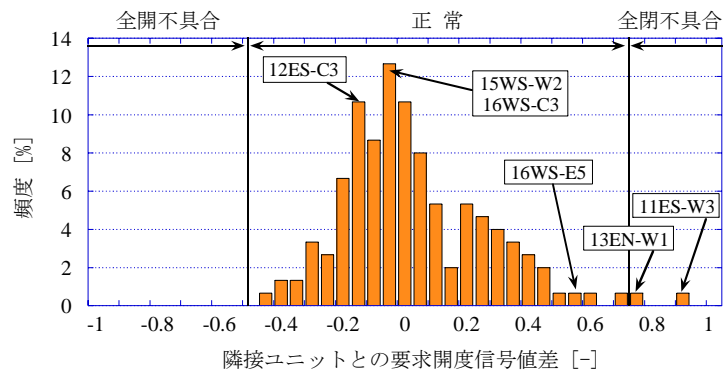


図 4.49 変数 $S_{a,i,j}$ の度数分布

表 4.13 定常データを用いた不具合判定手法の適用結果（2003 年度，対象全台数 150 台）

■：正しく検知・診断されたユニット，□：検知は出来たが診断に誤りがあるユニット

判定変量	全閉不具合				全開不具合		警報数 (率)		誤報数 (率)		非検知数 (率)	
	11ES	13EN	16WS	16WS	12ES	15WS						
	W3	W1	C3	E5	C3	W2						
D		■	□	■	■	■	15	10%	10	7%	1	1%
S			□		■		11	7%	9	6%	4	3%
D_a		■		■		■	7	5%	4	3%	3	2%
S_a	■	■					2	1%	0	0%	4	3%
4変量の和集合	■	■	□	■	■	■	18	12%	12	8%	0	0%

但し，16 階 WS 系統ユニット C3 は，実際には全閉不具合が生じているのに全開不具合と診断された．このユニットは，周囲を正常なユニットに囲まれており，他のユニットからの影響を大きく受けている．また，このユニットの最小開度設定値は 0.3 であり，結果的に空調負荷に対して処理能力が過大となっている．このように制御上の不具合があるユニットは，診断は正しくないものの不具合として適切に検知されている．

本研究では SG 検定の有意水準 α を 0.1 として判定を行ったが，別途検討した結果， α を増やした 0.2 では， α が 0.1 の時の診断結果と比べて誤報が 6 台増え， α を減らした 0.05 では，不具合ユニットである 13 階 EN 系統ユニット W1 を検知することができなかった．他の建物でも同様の結果が得られるかは検証を行っておらず未知ではあるが，次年度に α を 0.1 として再度判定を行い，不具合を適切に判定できることを確認する．

(b) 手法 B の検証

本手法を実建物に適用して有効性を検証した．図 4.50～4.52 に $\Delta\theta_{i,j}$ の挙動の例を示す．図 4.50 は全てのユニットが正常である系統の計算例であり，空調起動後時間が経つに連れて $\Delta\theta_{i,j}$ は 0 に近づく．図 4.53, 4.54 に 16 階 WS 系統ユニット C3 に対して $k_{g,i,j}\Delta t$ を求めた結果を，図 4.55 に $k_c\Delta t$ の算出結果を示す．この建物では $k_g\Delta t = 2580$ 秒(43 分)， $k_c\Delta t = 6840$ 秒(114 分)となった．

表 4.14 に本手法による判定結果を示す．不具合の警報が全 150 台中 14 台(9%)のユニットに出され，そのうち 3 台が実際に不具合のある VAV ユニットであった．特に手法 A では正しく診断できない 16 階 WS 系統ユニット C3 が本手法では正しく検知・診断できた．ただし，手法 A では非検知率は 0%であるが，本手法では 3 台(2%)に不具合があるにも関わらず正常と判定された．

なお，図 4.53 のように，空調機が起動してから室温が下がるまでに 5～10 分程度の時間遅れが生じるユニットがある．この時間遅れを考慮したモデルを作成して判定を行ったが，本手法と比べて警報数と誤報数が増え適切な手法にはならなかった．本手法では時間遅れを考慮しなくても適切に不具合を判定できたため，時間遅れは考えない．

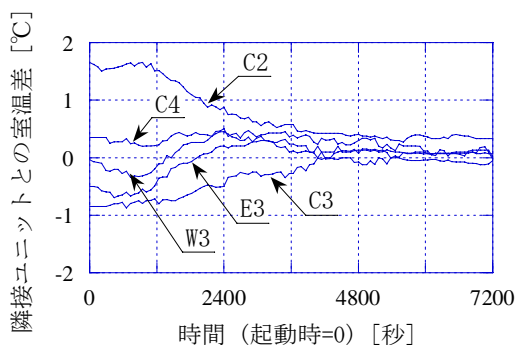


図 4.50 室温差 $\Delta\theta_{i,j}$ (2003 年 9 月 23 日)
(10 階 WS 系統 ユニット C3 周囲)

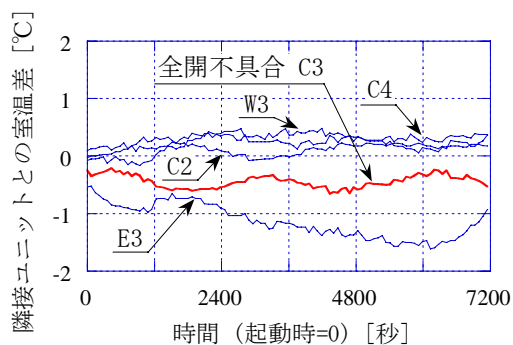


図 4.51 室温差 $\Delta\theta_{i,j}$ (2003 年 9 月 5 日)
(12 階 ES 系統 ユニット C3 周囲)

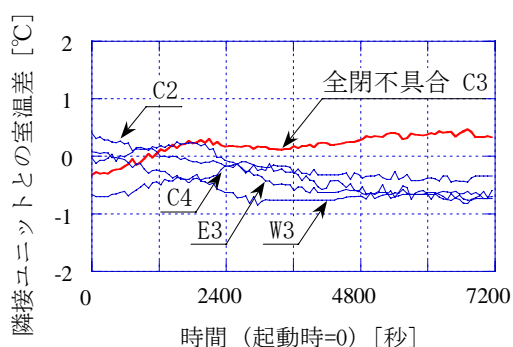


図 4.52 室温差 $\Delta\theta_{i,j}$ (2003 年 9 月 19 日)
(16 階 WS 系統 ユニット C3 周囲)

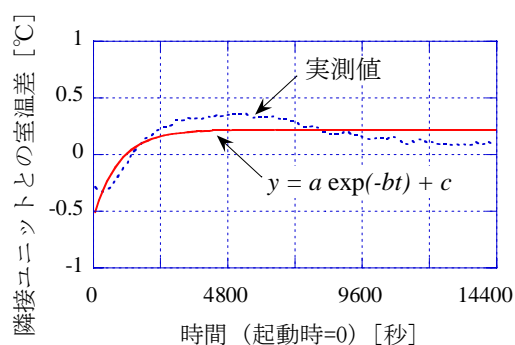


図 4.53 室温差 $\Delta\theta_{i,j}$ (2003 年 9 月 19 日)
(16 階 WS 系統 ユニット C3)

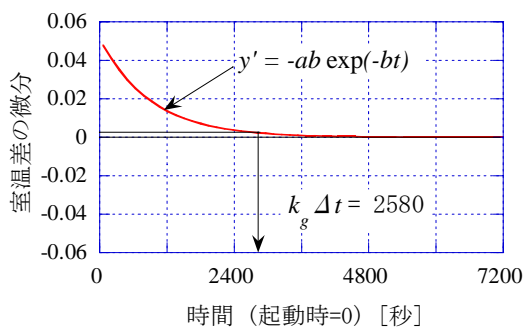


図 4.54 室温差の微分 $\Delta\theta'_{i,j}$ (2003 年 9 月 23 日)
(16 階 WS 系統 ユニット C3)

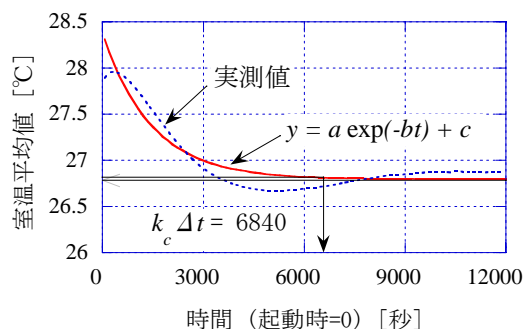


図 4.55 全ユニットの室温の平均 $\overline{\theta_{i,j}}$

表 4.14 手法 B による不具合検知・診断結果 (2003 年度, 対象全台数 150 台)

判定変量	全開不具合				全閉不具合		警報数 (率)		誤報数 (率)		非検知数 (率)	
	11ES W3	13EN W1	16WS C3	16WS E5	12ES C3	15WS W2						
G, C		■	■		■		14	9%	11	7%	3	2%

表 4.15 手法 A と手法 B の和集合による不具合検知・診断結果（2003 年度，対象全台数 150 台）

判定手法	全開不具合				全開不具合		警報数 (率)		誤報数 (率)		非検知数 (率)	
	11ES W3	13EN W1	16WS C3	16WS E5	12ES C3	15WS W2						
手法A U 手法B	■	■	■	■	■	■	28	19%	22	15%	0	0%

(c) 手法 A と手法 B の和集合による不具合検知・診断

手法 A では全ての不具合ユニットを正しく検知できたが，室温に不具合の影響がほとんど現れないユニットは正しく診断できなかった．一方，手法 B では室温に影響が現れない不具合でも正しく検知・診断できたが，不具合があるにも関わらず正常であると誤判定することがあった．従って，手法 A と B を合わせて適用すれば，お互いの短所を補い，より有効な不具合検知・診断が行える可能性がある．

手法 A と手法 B の和集合を用いて不具合を検知・診断した結果を表 4.15 に示す．診断結果が手法 A と手法 B で異なる場合は，手法 B は室温に影響がない不具合も正しく診断でき診断の信頼性が高いので，手法 B の診断結果が正しいとした．表より，警報数は 28 台(19%)となり手法 A よりも 10 台(7%)点検台数は増えるが，すべての不具合を正しく検知・診断できることが判る．従って，手法 A と手法 B の和集合で判定を行えば，実際に不具合があるユニットを全て正しく検知・診断でき，かつ全台数点検に比べて点検に要する労力を約 80%削減することができる．

(d) 2 年目の空調運転データによる手法の検証

2003 年度の点検で見つかった不具合ユニットは 2003 年秋に全て修理され，2004 年春に全台数点検が再び行われた．この 2 年目(2004 年度)のデータを再収集して本手法の有効性を別のデータにより検証した．

2004 年春の全台数点検結果をもとにして，不具合ユニットが存在する新たな系統を 3 系統，2003 年には不具合ユニットが存在したが 2004 年は全てのユニットが正常である系統を 4 系統，両年とも全てのユニットが正常である系統を 1 系統，計 8 系統 120 台を選び，各ユニットの室温と開度要求信号値を 1 分間隔で収集した．データ収集系統に関する情報を表 4.16 に示す．データ収集は 2004 年 8 月～10 月に 4 期に分けて行った．

手法 A,B を適用した結果を表 4.17 に示す．2004 年春に新たに発見された不具合ユニットと 2003 年に不具合があったユニットに関しては個別に判定結果を示す．手法 A では 120 台中 10 台(8%)が点検対象となり，実際に不具合がある 3 ユニットのうち 2 ユニットがこの中に含まれていた．従って，2003 年度の運転データを適用した時と同じく，点検に要する労力は約 90%削減できる．2003 年に不具合あった VAV ユニットの修理されて正常に動作しているため，16 階 WS 系統ユニット E5 を除いて正常と判定された．手法 B による判定では 120 台中 8 台(7%)，手法 A と手法 B の和集合による判定では 120 台中 16 台(13%)が不具合であると判定され，手法 A と手法 B の和集合を用いれば点検に要する労力を約 80%削減できることが判った．

表 4.16 運転データ収集系統 (2004 年度夏)

	系統		不具合ユニット
第 1 期 (2004/8/9 ~2004/8/20)	6階	WN系統	C4 (全閉)
	14階	WS系統	E5 (全閉)
第 2 期 (2004/8/23 ~2004/9/3)	9階	WS系統	C4 (全閉)
	10階	ES系統	なし
第 3 期 (2004/9/6 ~2004/9/17)	11階	ES系統	なし
	12階	ES系統	なし
第 4 期 (2004/9/20 ~2004/10/1)	13階	EN系統	なし
	16階	WS系統	なし

表 4.17 2004 年度運転データに対する不具合検知・診断結果 (対象全台数 120 台)

■ : 正しく検知・診断されたユニット △ : 正常だが不具合と判定されたユニット

判定手法	全閉不具合			不具合なし (2003年は不具合)					警報数 (率)		誤報数 (率)		非検知数 (率)	
	6WN C4	9WS C4	14WS E5	11ES W3	13EN W1	16WS C3	16WS E5	12ES C3						
手法 A		■	■				△		10	8%	8	7%	1	1%
手法 B		■	■						8	7%	6	5%	1	1%
手法A U 手法B		■	■				△		16	13%	14	12%	1	1%

しかし 2003 年度の結果と異なり, 正しく検知できない不具合ユニットが 1 台 (6 階 WN 系統ユニット C4) 存在した. 6 階 WN 系統の室温センサ信号と VAV 開度要求信号値の計測データを図 4.56, 4.57 に示す. このユニットは周囲を 8 台の正常ユニットに囲まれており, 不具合があるにも関わらず室温や VAV 開度信号値への影響はほとんど現れていない. また, このユニットの室温は隣接ユニットの室温と似た挙動を示して $\Delta\theta_{i,j}$ はほぼ一定の値となるため, 不具合の特徴が現れずに手法 B でも検知することができなかった. 6 階 WN 系統の給気温度と, 同日に計測した 14 階 WS 系統の給気温度の計測データを図 4.58 に示す. 前節において, ユニットに全閉不具合があれば給気温度設定値が下がりエネルギー浪費を引き起こすことを明らかにしたが, 図 4.58 から, 14 階 WS 系統には全閉不具合があるため給気温度は下限である 15°C に張り付いているが, 6 階 WN 系統では全閉不具合があるにも関わらず給気温度は 15°C から 22°C の範囲で変化している. 従って, 6 階 WN 系統の全閉不具合は給気温度設定値に影響を与えず, 大きなエネルギー浪費を引き起こさないと予想されるため, 本手法で検知できないが問題とは考えない.

SG 検定の有意水準の値を 1 年目の運転データを基に試行錯誤的に 0.1 と定めたが, この値を用いて 2 年目の運転データに手法を適用したところ, 適切に不具合を判定できた. 従って, 本研究では有意水準を 0.1 として判定を行うことを提案する.

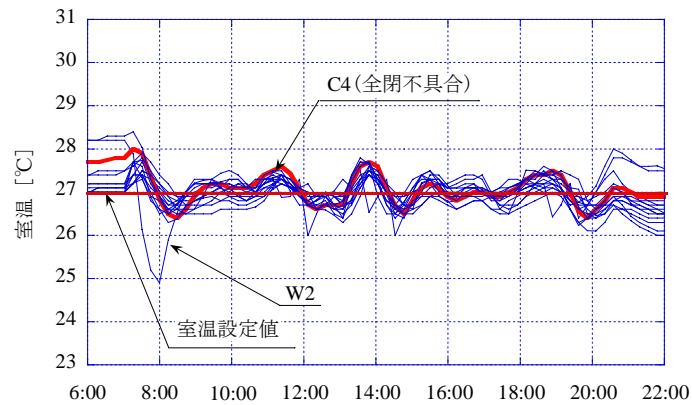


図 4.56 室温センサ信号値 (6 階 WN 系統, 2004 年 8 月 13 日)

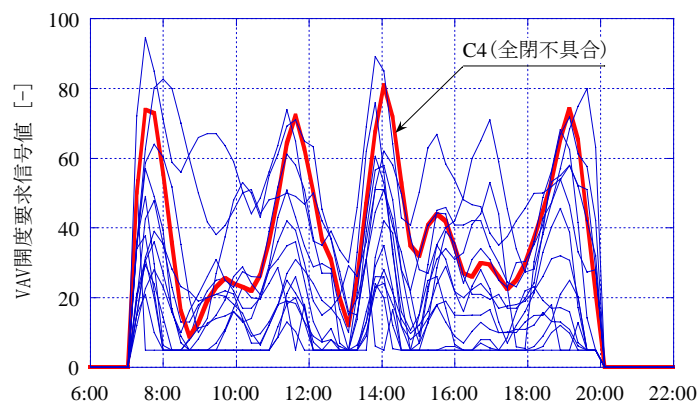


図 4.57 VAV 開度要求信号値 (6 階 WN 系統, 2004 年 8 月 13 日)

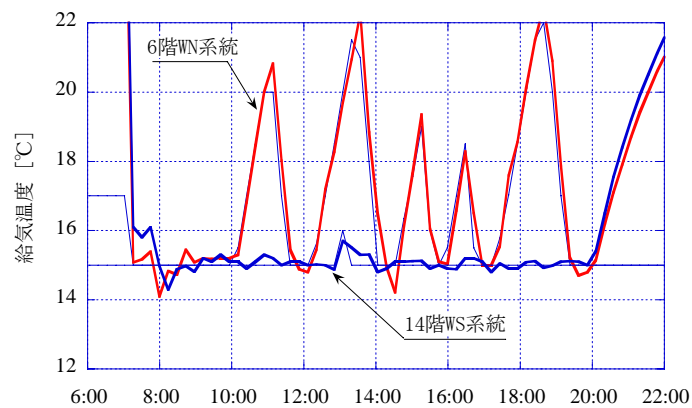


図 4.58 給気温度 (6 階 WN 系統, 14 階 WS 系統, 2004 年 8 月 13 日)

4.4 まとめ

本章では、VAV 空調システムの不具合がエネルギー消費量に与える影響の分析を実験室実験により分析し、浪費量を推定するツールを開発した。また、VAV ユニットの不具合を、計測データを用いて自動的に検知・診断する手法を開発し、実際に不具合が頻発している建物に適用して手

法の有効性を検証した。以下に得られた成果を示す。

- 1) 実験室の空調システムに意図的に不具合を与える実験を行い、不具合がエネルギー消費量に与える影響を明らかにした。実測結果から、全閉不具合ユニットがある場合は約 30%, インテリア側に全開不具合ユニットがある場合は約 35%, インテリア側の最小風量が過大に設定されている場合は約 25%, 給気温度設定値が 15℃に固定した場合は約 20%, 22℃に固定した場合は約 50%程度、正常運転時に比べてエネルギー消費量が増えることが判った。VAV ユニットの不具合による影響は不具合ユニットのみに留まらず同系統に存在する他の正常ユニットにも伝播し、エネルギーの損失を引き起こす。
- 2) 空調システム機器のモデルと制御コントローラのモデル、部屋の非定常熱負荷推定モデルを組み合わせたシミュレーションを作成し、シミュレーション上で不具合を発生させてエネルギーの損失を推定する手法を示した。実験室の空調システムのシミュレーションを作成し、正常時の運転データを利用して精度を検証した。複数ゾーンを単一のゾーンにまとめてモデル化すると、各ユニットの要求風量の挙動を再現できず、エネルギー消費量は精度良く推定できないことが判った。熱負荷の特性が異なるインテリアゾーンとペリメータゾーンを別の室とみなしてモデル化すれば、システムの挙動を精度良く再現することができる。また、実験室で実験した不具合をシミュレーション上で発生させ、不具合によるエネルギー損失の推定精度を検証した。実測値と推定値の差は 10%以内となり、精度良くエネルギー損失量を推定できることを確かめた。
- 3) 定常運転時の各ユニットの室温センサ信号値と VAV 要求開度信号値を基に 4 つの不具合の判定変数を求め、これらにスミルノフ・グラブス検定を適用して不具合を検知・診断する手法(手法 A)を考案した。これを実建物に適用した結果、全台数の 12%のユニットに不具合があると判定され、その中に実際に不具合があるユニット(6 台)が全て含まれていた。従って、この手法を用いて予め点検する対象ユニットを限定すれば、現在行っている全台数点検に比べて 90%近く時間と労力が削減できることが判った。ただし、周囲を正常ユニットに囲まれた不具合ユニットは不具合の影響がでにくく、不具合としては検知されるが診断を誤る場合がある。本手法の目的は不具合の可能性があるユニットをなるべく少ない台数として選定することであり、このようなユニットも不具合ユニットとして検知され手作業による点検の対象に入るので問題とは考えない。
- 4) 空調起動時の運転データを用いて、対象ユニットと隣接ユニットとの室温差を分析して不具合を検知・診断する手法(手法 B)を考案した。この手法は手法 A に比べて非検知台数が多くなるが、手法 A では正しく診断できない周囲を正常ユニットに囲まれた不具合ユニットでも正しく検知・診断できた。
- 5) 手法 A と手法 B の和集合を用いれば、全台数の 19%のユニットが不具合の可能性があるユニットと判定され、実際に不具合があるユニットはその中にすべて含まれることが判った。手法を適用して不具合と思われるユニットを限定することで、現在実施されている全台数点検に比して、点検に要する時間と労力は約 80%削減できることが判った。
- 6) 2003 年に引き続き、2004 年のデータを収集して手法 A, B を適用した。2003 年に見つかった不

具合は全て修理されており，2003 年とは異なる系統の計測を行い，手法 A,B を適用した．手法 A,B ともに検知できない不具合ユニットが 1 台だけ存在したが，手法 A を適用すれば約 90%，手法 A と手法 B の和集合を用いれば約 80%，点検に要する労力が削減でき，2003 年度の検証とほぼ同じ結果を得た．

- 7) SG 検定の有意水準の値を 1 年目の運転データを基に試行錯誤的に 0.1 と定めたが，この値を用いて 2 年目の運転データに手法を適用したところ，適切に不具合を判定できた．従って，本研究では有意水準を 0.1 として判定を行うことを提案する．

本章に関連する既発表論文

査読付論文

- 4-a) M. Miyata, H. Yoshida, M. Asada, K. Fujii, S. Hashiguchi: Estimation of Excessive HVAC Energy Consumption due to faulty VAV units, Building Simulation, 9th International Conference, pp.777-786, Canada, 2005.8
- 4-b) 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦，橋口士朗：コミッショニングのための複数 VAV ユニットの不具合検知・診断手法，空気調和・衛生工学会論文集，pp.1～9，No.114，2006.9

口頭発表論文

- 4-c) 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦，橋口士朗：VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp.169-172，2005.3
- 4-d) 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究，（第 1 報）～（第 2 報），日本建築学会近畿支部研究報告集，第 45 号，環境系，pp.325-332，2005.6
- 4-e) 宮田征門，吉田治典，藤井健太，浅田昌彦，VAV ユニットの不具合によるエネルギー浪費の推定手法に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.33-36，2005.9
- 4-f) 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：実事務所ビルにおける VAV システムの不具合検知・診断手法に関する研究，（第 1 報）～（第 2 報），日本建築学会近畿支部研究報告集，第 44 号，環境系，pp.265-272，2004.6
- 4-g) 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：VAV システムの不具合検知・診断手法に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，D2，pp.1457-1458，2004.8
- 4-h) 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：大規模建物における VAV ユニットの不具合検知・診断手法に関する研究，（第 1 報）～（第 2 報），空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp.827-834，2004.9
- 4-i) 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：実建物における VAV ユニットの不具合検知・診断手法に関する研究，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp.173-176，2005.3

参考文献

- 4-1) Harunori Yoshida: Typical Faults of Air Conditioning Systems and Fault Detection by ARX Model and Extended Kalman Filter, ASHRAE Transactions, Vol.102, Part 1, pp.557-564, Feb. 1996
- 4-2) Harunori Yoshida, Sanjay Kumar, Yasunori Morita: Online Fault Detection and Diagnosis in VAV Air Handling Unit by RARX Modeling, Energy and Buildings, Vol.33, pp. 391 - 401, 2001
- 4-3) Seem, J.E., House, J.M. and Monroe, R.H.: On-Line Monitoring and Fault Detection, ASHRAE Journal, Vol.41, No.7, pp21-26, 1999
- 4-4) Clark, R.D.: HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program Reference Manual, NBSIR 84-2996, Gaithersburg: U.S. Department of Commerce, p. 31, 1985.1
- 4-5) CSTB: SIMBAD Building and HVAC Toolbox, Version 3, Centre Scientifique et Technique du Batiment, November 2001
- 4-6) Husaunndee A., Riederer P., et Visier J.C.: Coil modelling in the Simbad toolbox - numerical and experimental validation of the cooling coil model, SSB'98 System Simulation in Building Conference, Liege, December 14-16, 1998
- 4-7) Riederer, P. et.al: Building Zone modelling adapted to the study of temperature control systems, ASHRAE/ CIBSE conference, 2000
- 4-8) IEA ANNEX17: Simulation and Emulation of HVAC Systems, Centre Scientifique et Technique, FRANCE, September, 1992
- 4-9) Qin, J., Wang, S.: Automatic Commissioning of Multiple VAV Terminals, International Conference of Enhanced Building Operation, 2004.10
- 4-10) H. Yoshida: Typical Faults of Air Conditioning Systems and Fault Detection by ARX Model and Extended Kalman Filter, ASHRAE Transactions, Vol.102, Part 1, pp.557-564, Feb. 1996
- 4-11) IEA Annex 25, Building Optimization and Fault Diagnosis Source Book, Eds. J. Hyvarinen and S. Karki, Technical Research Center of Finland, 1996
- 4-12) IEA Annex 34, Computer-aided Evaluation of HVAC System Performance Final Report, Arthur Dexter, Oxford University, United Kingdom, 2001
- 4-13) Grubbs, Frank : Procedures for Detecting Outlying Observations in Samples, Technometrics, Vol. 11, No. 1, pp. 1-21, Feb. 1969
- 4-14) 宮坂房千加, 金雄毅, 濱田和康, 潮崎淳一, 三渕裕之, 山崎高弘 : 大規模建物空調システムのフィールドデータを利用した異常分析, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 80, pp. 97-105, Jan. 2001
- 4-15) Richardson G.: Commissioning of VAV Laboratories and the Problems Encountered, ASHRAE Transactions, Vol. 100, 1994, pp. 1393-1399

第5章 地盤を利用した季節蓄熱機能を有する空調システムの運転最適化

5.1 はじめに

季節蓄熱を有する空調システムに対して、運用開始後3年間に亘ってシミュレーションを用いてシステムの性能検証を行い、省エネルギーの意味で運転法を最適化した過程とその結果を示す。システムが実際に使われる段階において、設計で定めた運転法が適切であるかどうかを検証し調整することは重要である。しかし、これを試す手段はこれまでにはないため、このような検証は殆ど行われておらず、建物の実際の利用状況に適応していない運転が行われ、エネルギーの損失を引き起こしている。実システムにおいて実験的に試行錯誤で運転法の検証や最適化を行うことは難しく不可能であるため、運転法を検証し、最適な運転法を効率よく見出す手法として、モデルを組み合わせ作成したシミュレーションを用いる手法を示し、これを実システムに適用してその有効性を検証する。

対象とするシステムは、冬季の外気が持つ冷熱を地盤に蓄え、これを冷房期の熱源として使う自然エネルギーを利用した季節蓄熱システムである。システムの概要を図5.1に示す。地盤を熱源のヒートソースとして利用する地盤蓄熱システムに関してはヨーロッパを中心にいくつかの実施例があるが、本システムのように地盤を季節蓄熱槽として利用するシステムは我が国では初の試みであり、国際的にも殆ど例がない。従って、システムの運転法に関する既往の知見は殆どない。

このシステムでは、蓄採熱時にポンプと冷却塔を稼動する必要があるため、システムを不適切に運転すると通常の冷凍機を使用するシステムよりもエネルギー消費量が多くなる可能性がある。従って、システムの運転法に関して十分に分析し、より省エネルギーな運転法を見つける必要がある。しかし、実システムにて実験的に様々な運転法を試して適切な運転方法を見出すためには、長時間を要し、地盤の熱伝導は複雑であるため不可能である。そこで、本研究では、シミュレーションを利用して運転の最適化を行う。

地中熱を利用した空調システムのシミュレーションによる分析に関する研究は、これまでも幾つか行われている。例えば、相賀、石野らはボアホール地中熱交換器を用いた季節蓄熱システムのシミュレーションモデルを作成し、これを用いてシステムの運転法や省エネルギー効果、償却年数に関する検討を行っている⁵⁻¹⁾。また、関根、大岡らは実験とシミュレーションにより場所打ち杭を利用した地中熱交換器を有するシステムのフィージブルスタディを⁵⁻²⁾、葛、長野、武田らは土壌熱源ヒートポンプシステムの性能評価ツールの開発を行っている⁵⁻³⁾。これらの先行研究が対象とするシステムは地盤をヒートポンプの採放熱源として利用するシステムであるが、本研究で対象とするシステムは地盤を蓄熱槽のように利用するシステムであり、地盤の利用方法が異なる。また、いずれも設計段階や引渡し段階の予測や検証にシミュレーションを用いる検討であ

るが，本研究は実運用段階において運転法が適切であるかを検証し，最適化を行うツールであることが大きく異なる．

本研究では，地盤蓄熱空調システムをシミュレーションモデルとして構築し，これを利用してシステムの最適運転法を見出す．まず，基礎杭内に配置された配管を流れる冷水と地盤との伝熱を計算するモデルを作成し，実運転データを利用して精度を検証する．そして，このモデルと空調機モデルを組み合わせることで空調システム全体を構築し，システムの最適運転法を求める手法を示す．3年間に亘り実建物の性能を継続的に検証して運転を最適化した結果を示し，手法の有効性を実証する．

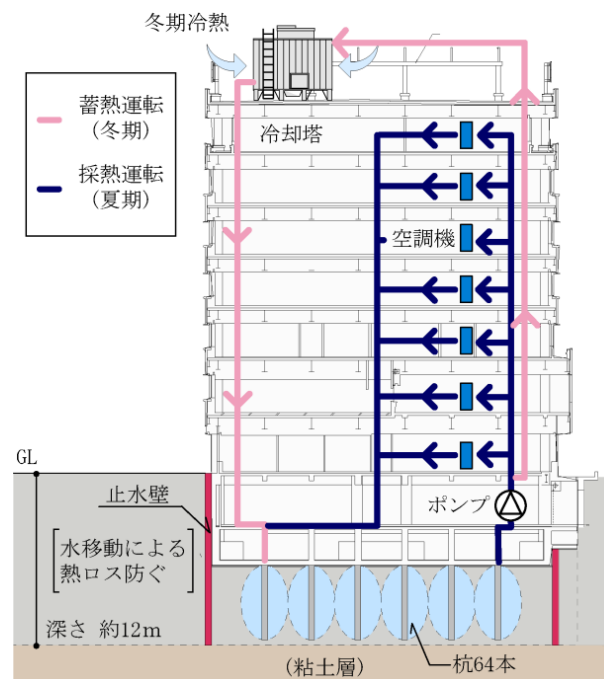
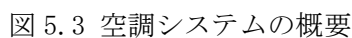


図 5.1 季節蓄熱空調システムの概要



図 5.2 対象建物の概観

本研究の対象建物は、香川県にある地上 7 階、地下 1 階建ての中規模オフィスビルである。対象建物の外観を図 5.2 に、空調システムの概要を図 5.3 に、空調システム機器の主な仕様を表 5.1 に示す。この建物には熱源機器はなく、隣接する地域冷暖房施設(以下、地冷と呼ぶ)から供給される冷温水を用いて空調を行う。空調機は 53 台あり、各空調機には 2 台のコイルが設置されている。前段の冷水コイルには地冷と地盤からの熱が、後段の冷温水コイルには地冷と冷温水蓄熱槽からの熱が供給される。



機器名		主な仕様
冷却塔	CT1	密閉式, 冷却能力 498.8kW, 循環水量 21.7 kg/s, 送風量 23.76 kg/s, 送風機定格電力 6.0kW, 散水ポンプ定格電力 1.6kW
ポンプ	PC1	回転速度 29.2rps, 定格揚程 30m, 吐出量 25kg/s, 定格電力 15kW
	PCH2,3	
	PC2,3	回転速度 29.0rps, 定格揚程 30m, 吐出量 6.7kg/s, 定格電力 5.5kW

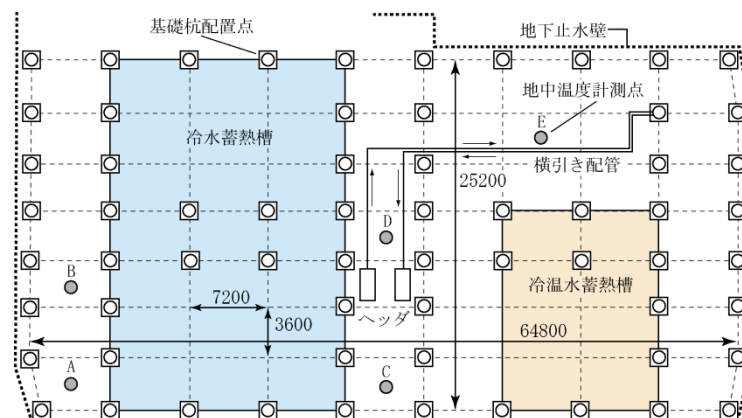


図 5.4 基礎杭の配置図

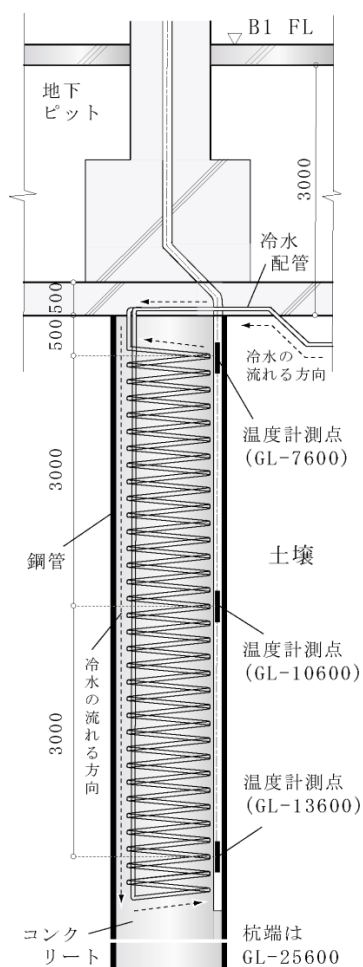


図 5.5 基礎杭断面図



図 5.6 基礎杭施工の様子

この建物では、64 本ある基礎杭(場所打ちコンクリート拡底杭)の内部に螺旋状に架橋ポリエチレン管 20A を配置し、配管内を流れる循環水と土壌との熱交換を行っている。図 5.4 に基礎杭の配置図を、図 5.5 に杭の断面図を、図 5.6 に杭施工時の様子を示す。各杭内の配管は、杭頭 (GL-7100mm) から 400mm の深さに水平に配置された配管(以後、横引き配管と呼ぶ)を介してヘッド

$H_{S,S}$, $H_{S,R}$ と繋がっている. 冬季夜間に冷却塔 CT1 とポンプ PC1 を運転して外気と熱交換を行い土壌に冷熱を溜める(これを蓄熱運転と呼ぶ). 溜めた冷熱は夏季の昼間にポンプ PC2, PC3 を用いて取り出す(これを採熱運転と呼ぶ). PC2 と PC3 は各日で交互に運転し, 同時に稼動することはない. 各冷水コイルの冷水流量は, コイル冷水出口温度が 23°C になるように制御される. また, 往ヘッド $H_{CC,S}$ の冷水温度が 19°C となるように熱交換器 HEX4 の地冷側冷水流量が制御される. 往ヘッドの冷水温度が 19°C 以下であれば, HEX4 に地冷からの冷水は流れない.

本建物では BEMS を利用して空調システムの運転データを収集している. 本研究で利用する計測項目を表 5.2 に示す. 土壌温度は, 図 5.4 の地点 A~E の 5 箇所にて, 杭頭より深さ 500mm, 3500mm, 6500mm の 3 点で計測している(図 5.7). また, 杭温度は, 図 5.4 の杭 a~f の 6 箇所にて, 同じく深さ方向 3 点の温度を計測している.

表 5.2 主な運転データ計測項目

計測項目	計測間隔
土壌温度 (5箇所×深さ方向3点), 杭温度 (5箇所×深さ方向3点), 往ヘッド $H_{CC,S}$ 冷水温度, 還ヘッド $H_{CC,R}$ 冷水温度, 熱交換器 HEX4 2次側冷水流量	60分
土壌入口冷水温度, 土壌出口冷水温度, 土壌冷水流量	5分

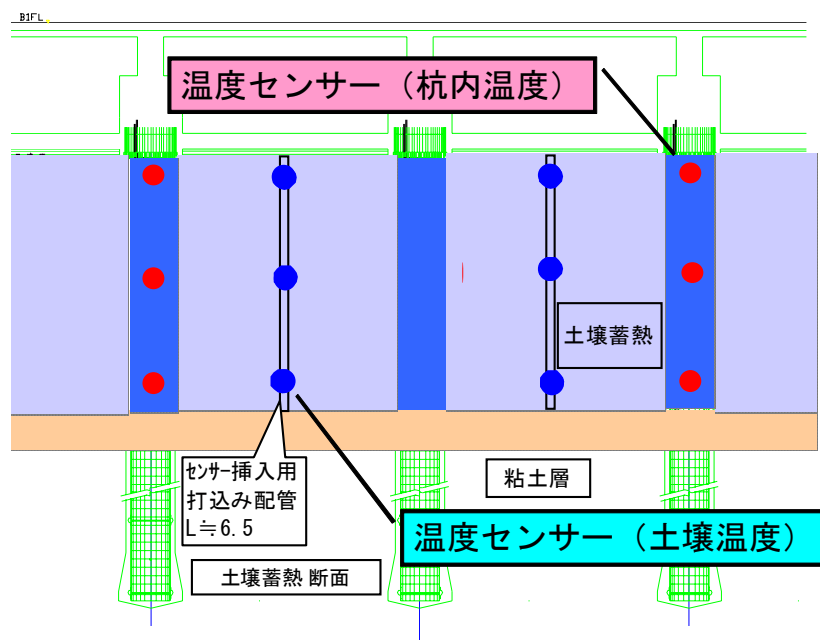


図 5.7 地中温度計測点

対象建物の敷地土壌は, 表土層から下は GL-12m 付近まで緩い砂質地盤が続き地下水位は GL-1m から 2m と高い. そのため, 地下掘削時の安定対策, 湧水対策として止水壁を設けている(図 5.8). 本研究では, 止水壁で囲まれた領域内では地下水の流れは無いとし, 地下水による熱の移動を考慮しない.



図 5.8 止水壁

5.3 空調システム全体モデルの作成

空調システム機器と地盤をモデル化し、これらを繋ぎ合わせてシステムシミュレーションを作成する。シミュレーションの概要を図 5.9 に示す。循環水と地盤との熱交換を計算する地盤モデルと、冷却塔モデル、ポンプモデル、コイルモデル、全熱交換器モデルを作成し、これらを組み合わせる。入力は外気温湿度、室内還気温湿度、蓄熱時のポンプ冷水流量、冷却塔ファンインバータ値、採熱時のコイル冷水出口温度であり、出力は各機器のエネルギー消費量と蓄採熱量である。システムシミュレーションの計算フローを機能モデリング手法の一つである IDEF0 を利用して記した図を図 5.10 に示す。

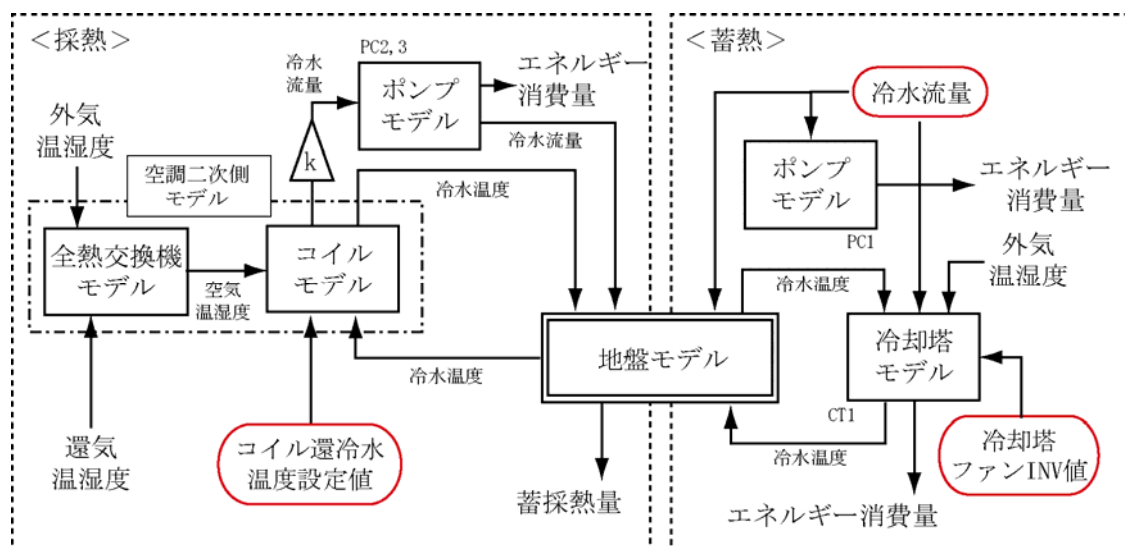


図 5.9 システムシミュレーションの概要

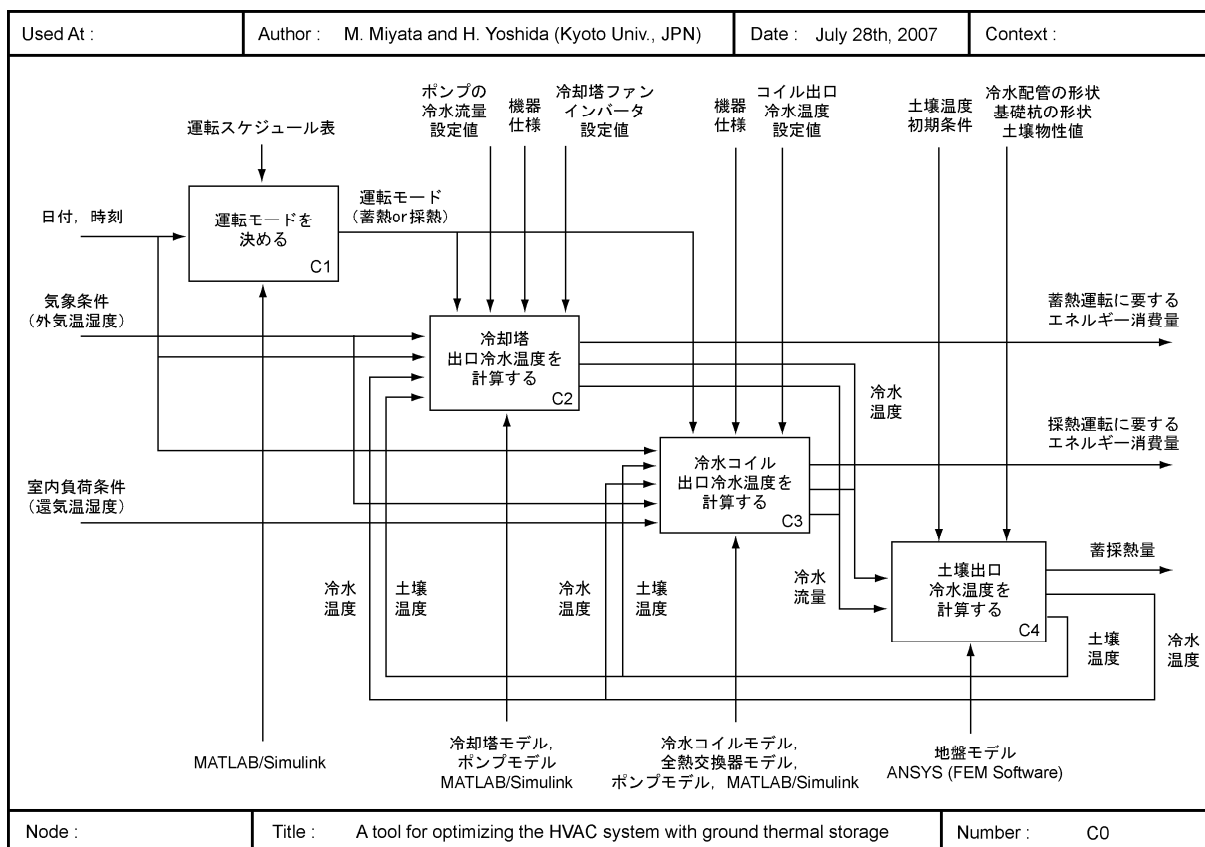


図 5.10(1) システムシミュレーションの計算フロー (IDEF0)

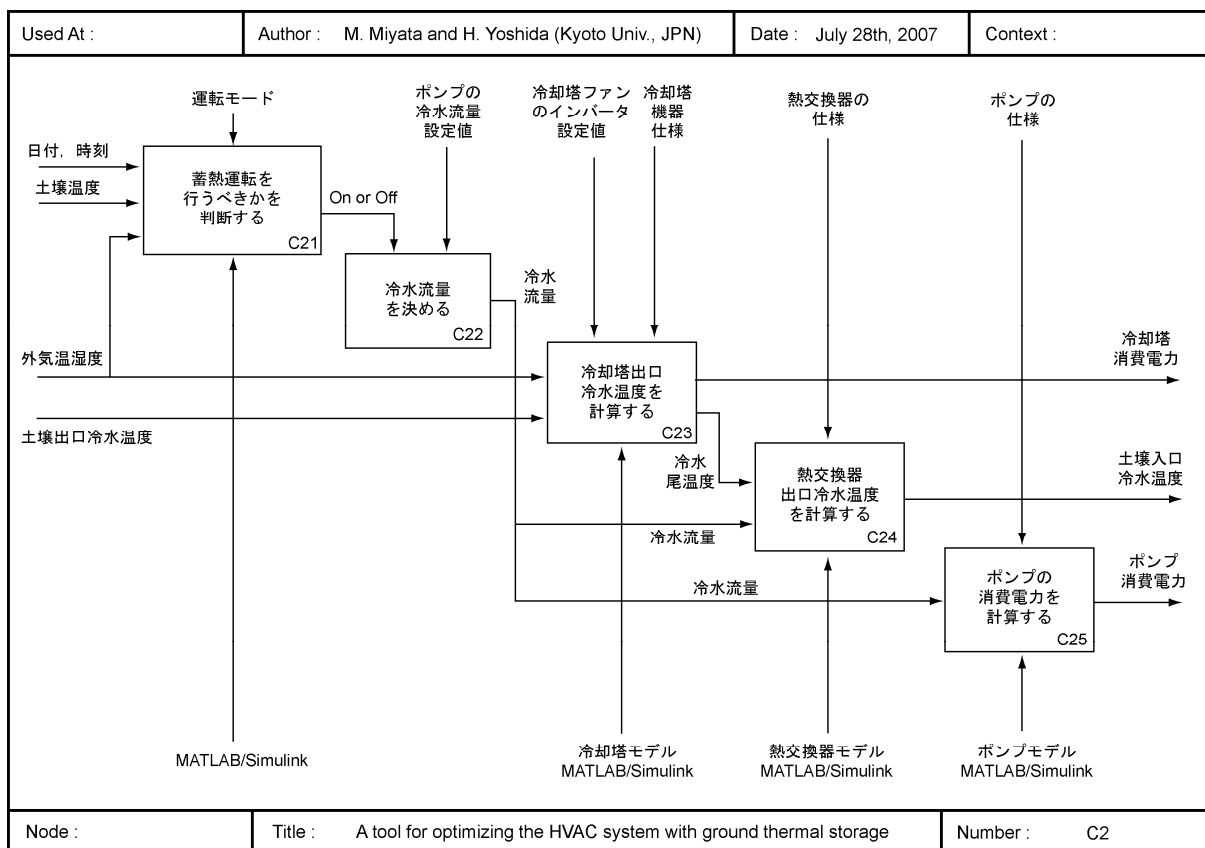


図 5.10(2) システムシミュレーションの計算フロー (IDEF0)

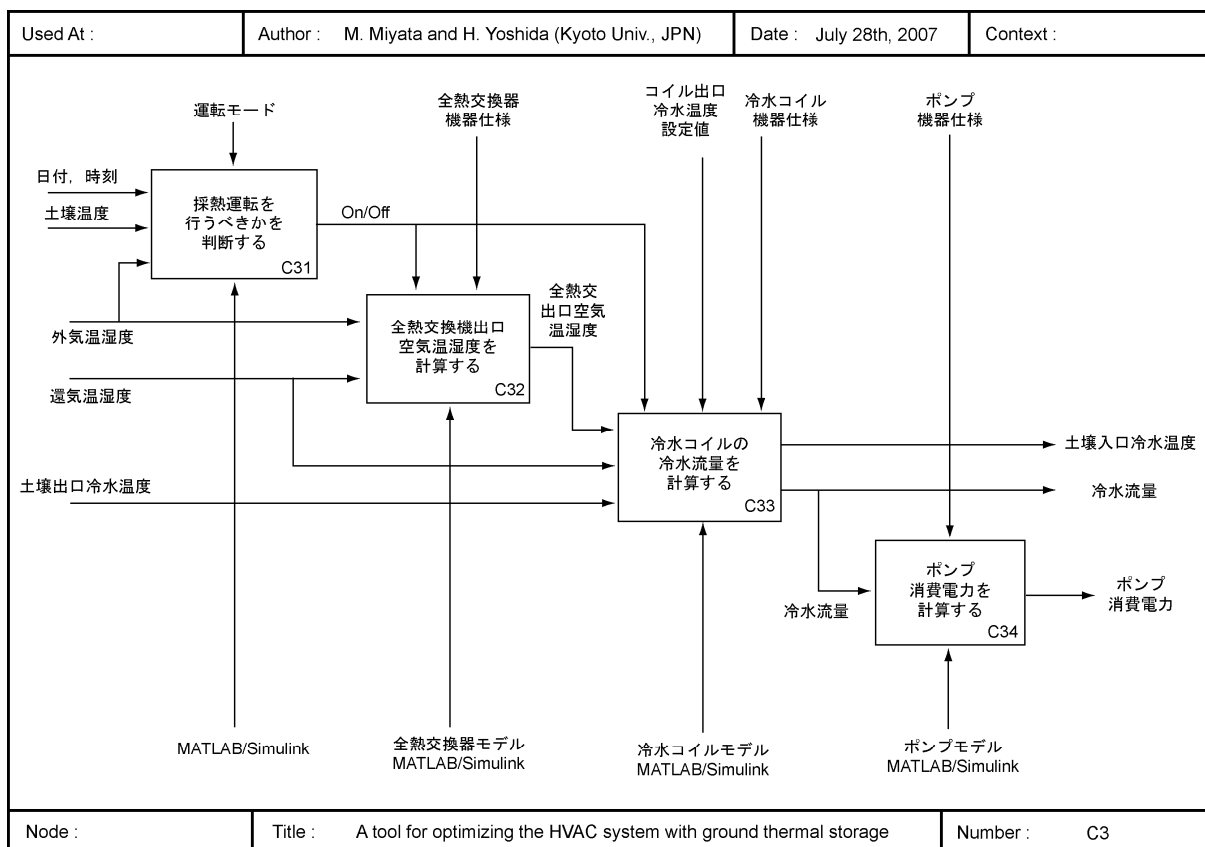


図 5.10(3) システムシミュレーションの計算フロー (IDEF0)

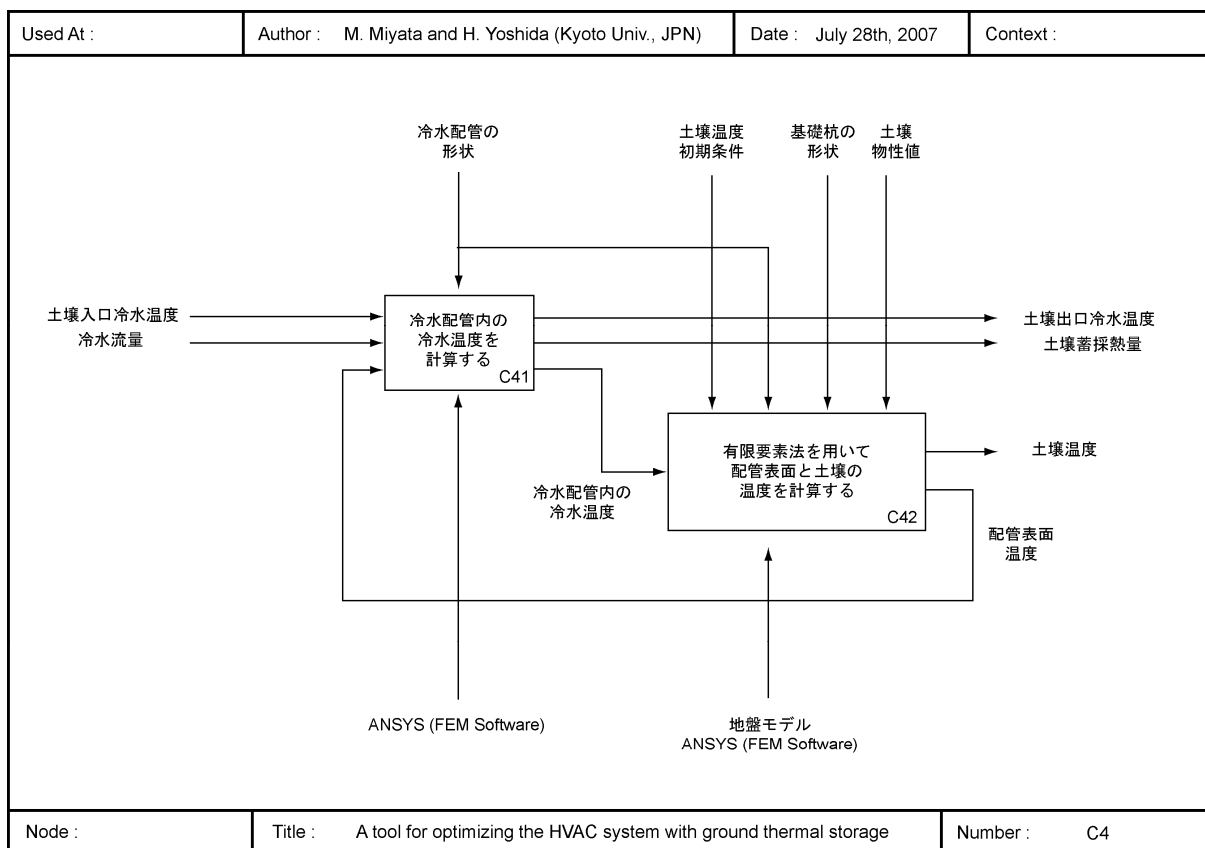


図 5.10(4) システムシミュレーションの計算フロー (IDEF0)

5.3.1 熱交換杭と地盤の伝熱モデルの作成

(1) モデルの概要

基礎杭内に配置された配管内を流れる冷水と地盤との伝熱を計算する地盤モデルを作成する。地盤モデルの形状と想定した境界条件を図 5.11 に示す。これは杭一本分のモデルであり、左端を軸対象境界とする二次元回転体モデルである。モデルの軸半径 r_d は次式で定める。

$$r_d = \sqrt{\frac{d_{ns}d_{ew}}{\pi}} \quad \dots\dots (5.1)$$

ここで、

r_d	: モデルの軸半径	[m]
d_{ns}	: 南北方向の杭の間隔	[m]
d_{ew}	: 東西方向の杭の間隔	[m]

本建物では $d_{ns}=3.6$ m, $d_{ew}=7.2$ m であり, $r_d=2.85$ m となる。

冷水配管は螺旋状に配置されているが、モデルでは円環形の配管を独立に配置し、それを鉛直方向に並べた。また、実際には図 5.12 に示すように土壌上部に各杭の横引き配管が多数存在するが、杭 1 本分のモデル化を行っているため、これを現実どおりに組み込めない。そこで、横引き配管の長さは杭 1 本あたり約 80m であることから、全長が約 80m になるようにモデル上部に同心円状に配管を 8 本配置した。各配管には図 5.11 に示すように番号を付け、冷水は配管 No. 1 から順に配管 No. 40 に向かって流れるものとする。実測によれば、地下ピットの温度は約 22℃であるため上端は 22℃固定とし、右端と下端は断熱境界とした。

(2) 冷水配管のモデル化

冷水配管の厚みは地盤モデル全体の大きさに対して非常に薄いため、この厚みは無視し、その熱抵抗を配管の熱伝達率 α_{pi} に加えた等価な熱伝達率 α_{pe} を与える。つまり、次式で α_{pe} を定義する。

$$\frac{1}{2\pi r_{po} \alpha_{pe}} = \frac{1}{2\pi r_{pi} \alpha_{pi}} + \frac{\log(r_{po}/r_{pi})}{2\pi \lambda_p} \quad \dots\dots (5.2)$$

ここで、

α_{pe}	: 配管の厚みによる熱抵抗を含めた等価な熱伝達率	[W/(m ² ・K)]
α_{pi}	: 配管内部の熱伝達率	[W/(m ² ・K)]
r_{pi}	: 配管の内径	[m]
r_{po}	: 配管の外径	[m]
λ_p	: 配管の熱伝導率	[W/m・K]

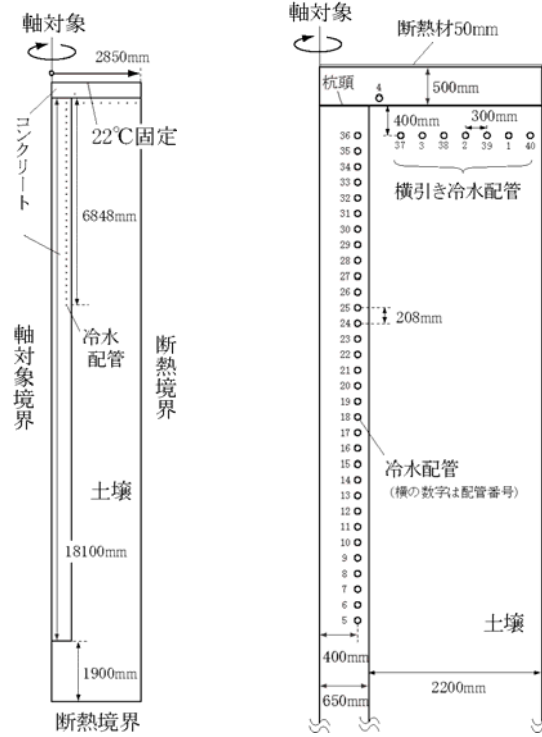


図-5.11 地盤モデルの形状と境界条件（左：全体，右：上部拡大）



図 5.12 横引き配管

このモデルの入力は配管 No. 1 の冷水温度（以後，土壤入口冷水温度 $\theta_{s,wi}$ [°C] とする）と冷水流量 w_s [g/(sec・本)], 出力は配管 No. 40 の冷水温度（土壤出口冷水温度 $\theta_{s,wo}$ [°C] とする）である。

α_{pi} は次式で求める．ただし，配管内の冷水の流れは乱流であるとする．

$$\alpha_{pi} = \frac{\lambda_w}{2r_{pi}} \text{Nu} \quad \dots\dots (5.3)$$

$$\text{Nu} = \frac{(f/2) \text{Re} \text{Pr}}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/2} (\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad \dots\dots (5.4)$$

$$\text{Re} = \frac{2u_w r_{pi}}{\nu_w} \quad \dots\dots (5.5)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w} \quad \dots\dots (5.6)$$

$$f = (3.64 \log_{10} \text{Re} - 3.28)^{-2} \quad \dots\dots (5.7)$$

ここで,

u_w	: 水の流速	[m/s]
ν_w	: 水の動粘性係数 (1.307×10^{-6})	[m ² /s]
μ_w	: 水の粘性係数 (1.307×10^{-3})	[Pa · s]
λ_w	: 水の熱伝導率 (0.561)	[W/m · K]
c_{pw}	: 水の定圧比熱 (4192)	[J/Kg · K]

式(5.4)はGnielinski の式であり, $3000 < \text{Re} < 10^6$, $0.5 < \text{Pr} < 2000$ のとき成立する.

対象建物の冷水配管の断面を図-5.13 に示す. この建物の配管は, $r_{po}=0.01350$ m, $r_{pi}=0.01025$ m, $\lambda_p=0.3370$ W/(m·K) である. 例えば全杭に流れる冷水流量が $50 \text{ m}^3/\text{h}$ の場合は, $u_w = 0.658$ m/s, $\text{Re} = 10320$, $\text{Pr} = 9.766$ となり式(5.4)を適用でき, $\alpha_{pi} = 2532$ W/(m² · K) となる. このときの α_{pe} は 86.57 W/(m² · K) となる.

モデルでは円環形の配管を独立して配置するため, 各配管間の冷水温度の変化を計算する必要がある. 図 5.14 に示す微小区間 Δx [m] の熱収支より, 各配管の間で冷水温度に生ずる温度変化は次式で表すことができる.

$$\Delta q_n(t) = a_p (\Theta_{ps,n}(t) - \theta_{pw,n,x}(t)) \Delta x \quad \dots\dots (5.8)$$

$$\Delta q_n(t) = c_{pw} u_w(t) \Delta \theta_{pw,n,x}(t) \quad \dots\dots (5.9)$$

$$a_p = 2\pi r_{po} \alpha_{pe} \quad \dots\dots (5.10)$$

$$\Delta \theta_{pw,n,x}(t) = \theta_{pw,n,x+\Delta x}(t) - \theta_{pw,n,x}(t) \quad \dots\dots (5.11)$$

ここで,

$\Theta_{ps,n}$: 配管 n の表面温度	[°C]
$\theta_{pw,n,x}$: 配管 n の位置 x における冷水温度	[°C]

式(5.8), (5.9) より次式(5.12) が得られ, これを積分すると式(5.13) が得られる. ただし, $\theta_{w,n,0}(t) = \theta_{w,n-1,L_{p,n-1}}(t)$ とし, 区間 $[0, L_{p,n}]$ で $\Theta_{ps,n}$ は一定であるとする.

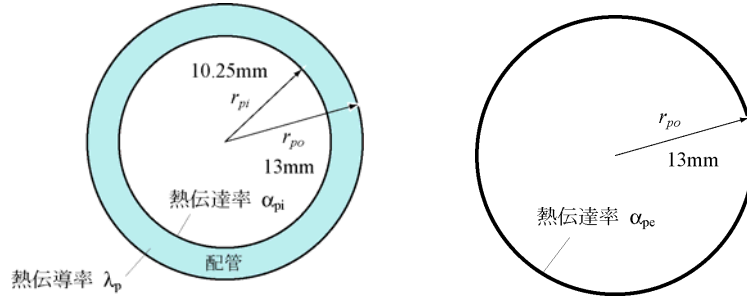


図 5.13 配管の断面（左：実際，右：等価熱伝達率による簡易モデル）

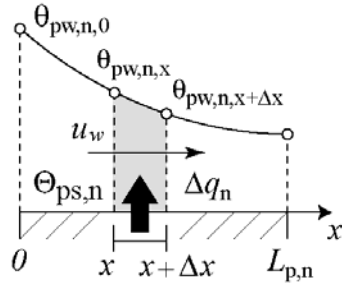


図 5.14 微小区間の熱収支

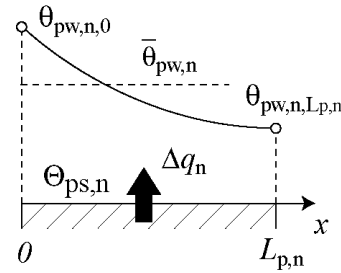


図 5.15 平均冷水温度

$$\frac{1}{\theta_{pw,n}(x) - \Theta_{ps,n}} \Delta \theta_{pw,n} = -\frac{a}{c_{pw} u_w} \Delta x \quad \dots\dots (5.12)$$

$$\theta_{pw,n,L_{p,n}}(t) = \Theta_{ps,n}(t) - (\Theta_{ps,n}(t) - \theta_{pw,n-1,L_{p,n-1}}(t)) \exp\left(-\frac{a_p L_{p,n}}{c_{pw} u_w(t)}\right) \quad \dots\dots (5.13)$$

$$L_{p,n} = 2\pi r_{pd,n} \quad \dots\dots (5.14)$$

ここで,

$r_{pd,n}$: 配管 n の回転軸半径 [m]

次式で定義する $\bar{\theta}_{pw,i}$ を配管の平均冷水温度とする.

$$\bar{\theta}_{pw,n}(t) = \Theta_{ps,n}(t) - \frac{1}{L_{p,n}} \int_0^{L_{p,n}} \{\Theta_{ps,n}(t) - \theta_{pw,n,x}(t)\} dx \quad \dots\dots (5.15)$$

以上から，次の手順で各配管の冷水温度を算出することができる．ただし，初期条件 $\bar{\theta}_{pw,i}(t)$ ($n=1,2,\dots,40$) は与える．計算時間間隔は Δt [sec] である．

- 1) 各配管の冷水温度を $\bar{\theta}_{pw,n}(t)$ とし、有限要素法により土壌の伝熱解析を行い、次の時間の配管表面温度 $\Theta_{s,n}(t + \Delta t)$ を求める。
- 2) $\Theta_{s,n}(t + \Delta t)$ を用いて式(5.13)より $\theta_{w,n,L_{p,n}}(t + \Delta t)$ を求める。ただし、 $\theta_{w,1,0}(t + \Delta t)$ は往ヘッド H_{ss} の冷水温度である。
- 3) 式(5.15)より $\bar{\theta}_{pw,n}(t + \Delta t)$ を求める。
- 4) $\bar{\theta}_{pw,n}(t + \Delta t)$ を各配管の冷水温度とし、次の時間の $\Theta_{s,n}$ を求める。以下、1)より繰り返す。

システム全体の蓄採熱量 Q_s [kW] は次式で求める。

$$Q_s(t) = N_p \left\{ c_{pw} (\theta_{pw,1,0}(t) - \theta_{pw,40,L_{p,40}}(t)) v_{ws}(t) \right\} \quad \dots\dots (5.16)$$

ここで、

N_p : 基礎杭の本数 [-]

(3) 物性値の設定

各材質の物性値を表 5.3 に示す。土壌の物性値は、2001 年 9 月に行われたボーリング調査時に採取した土壌サンプルを用いて測定した。土質調査結果と土壌サンプル採取点を図 5.16 に、各サンプルの物性値計測結果を表 5.4 に示す。対象建物は海沿いに立地しているため土壌含水率が高いが、土壌サンプルは採取後 4 年が経過し完全に乾燥した状態であった。そこで、サンプルに水を加えて完全飽和状態にして物性値を計測した。土質ごとに平均物性値を求め、平均物性値に杭が位置する深さ 7～25.5m までの各土質の体積比率を乗じて土壌の物性値を求めた。

(4) 要素分割と土壌初期温度

モデルの要素分割には有限要素法解析ソフト ANSYS の自動メッシュ機能を利用して、計 956 個の要素に分割した。各節点の初期温度は、地点 A～E で計測された土壌温度を平均し、杭頭から深さ 2000mm までの節点は 19.18℃、深さ 5000mm までの節点は 19.60℃、それ以上の深さの節点は 19.61℃とした。

表 5.3 各材質の物性値

材質名	熱伝導率 [W/m・K]	比熱 [J/g・K]	密度 [kg/m ³]
土壌	1.26	1.62	1765
コンクリート	1.64	0.88	2450
断熱材	0.028	1.30	700
架橋ポリエチレン配管	0.337	1.90	940

(5) 地盤モデルの検証と補正

実運転データを用いて地盤モデルの精度を検証する。検証に用いるデータは、建物竣工後初稼動となる2004年12月1日から2005年9月30日の運転データである。2004年12月1日から2005年1月31日の2ヶ月間は、冷却塔の散水ポンプを停止して蓄熱運転を行った(この期間を試運転期間と呼ぶ)。2005年2月1日からは冷却塔の散水ポンプを稼動して蓄熱運転を行い、4月20日に蓄熱運転を終了した(この期間を蓄熱期間と呼ぶ)。採熱運転は6月20日から9月30日まで行った(この期間を採熱期間と呼ぶ)。

地盤入口冷水温度と冷水流量の計測値を地盤モデルに入力し、地盤出口冷水温度と地盤との交換熱量を推定する。地盤モデルの計算時間間隔は1800secとする。図5.17～22に出口冷水温度と蓄採熱量の実測値と計測値の比較を示す。また、出口冷水温度と土壌蓄採熱量の推定誤差を表5.5、6に示す。出口冷水温度の計算誤差は約0.3℃、地盤蓄採熱量の計算誤差は約12%と誤差が大きく、モデルの推定精度は良いとは言えない。

表 5.4 土質別の物性値計測結果

土質	体積比率	測定点	熱伝導率 [W/m・K]	比熱 [J/g・K]	密度 [kg/m³]
砂質土	36.8%	A	1.25	1.50	1673
		B	1.21	1.64	1551
		C	1.08	1.66	1835
		D	1.51	1.69	1823
		平均	1.26	1.62	1721
火山角礫質	5.3%	E	1.05	1.89	1966
粘性土	18.4%	F	1.47	1.56	1763
礫質土	39.5%	G	1.28	1.77	1896
		H	1.10	1.42	1666
		平均	1.19	1.60	1781

表 5.5 地盤出口冷水温度の誤差

	平均誤差	RMSE
試運転期間	0.33 °C	0.40 °C
蓄熱期間	0.30 °C	0.69 °C
採熱期間	-0.17 °C	0.54 °C

表 5.6 土壌蓄採熱量の誤差

	実測値	計算値	平均誤差
蓄熱量(試運転期間)	76.8 GJ	85.6 GJ	11.4%
蓄熱量(蓄熱期間)	213.2 GJ	240.6 GJ	12.9%
採熱量	111.6 GJ	125.4 GJ	12.4%
蓄採熱比	53.1%	48.9%	-4.2%

GLからの深さ[m]	サン プル 採取点	土質
0.0～1.5		表土・埋土
1.5～7.0		
7	■	沖積層 砂質土
7.5		
8	■	
8.5		
9	■	
9.5		
10		
10.5		
11	■	
11.5		
12	■	火山角礫質
12.5		
13	■	粘性土
13.5		洪積層 砂質土
14		
14.5		
15		
15.5		
16	■	
16.5		
17	■	
17.5		
18		
18.5		
19		礫質土
19.5		
20		
20.5		
21		
21.5		
22		
22.5		
23		
23.5		
24		粘性土
24.5		礫質土
25		
25.5		
26		

図 5.16 土質調査結果

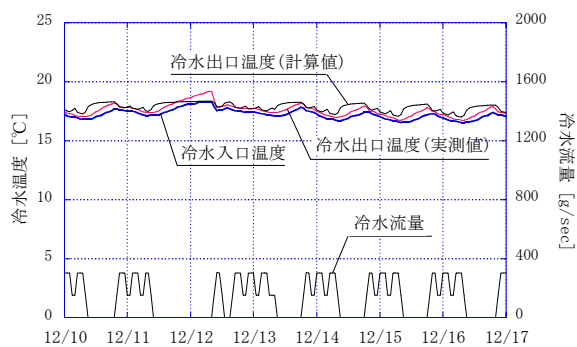


図 5.17 冷水温度，流量（試運転期間）

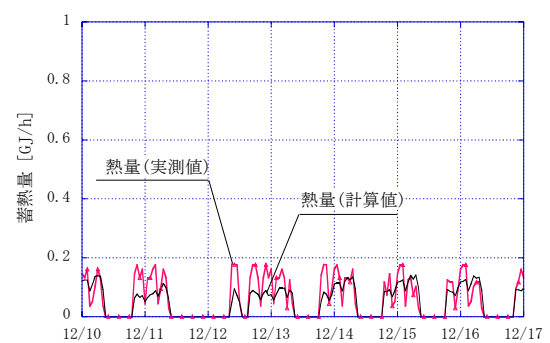


図 5.18 蓄熱量（試運転期間）

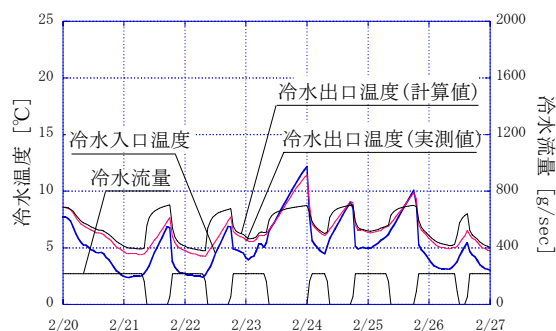


図 5.19 冷水温度，流量（蓄熱期間）

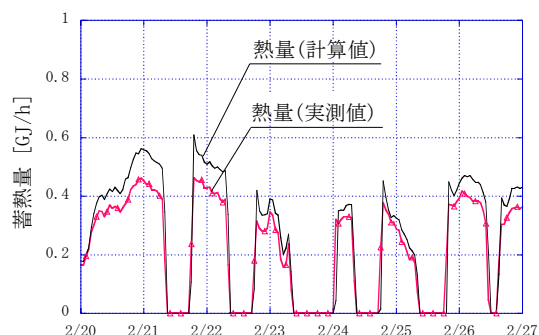


図 5.20 蓄熱量（蓄熱期間）

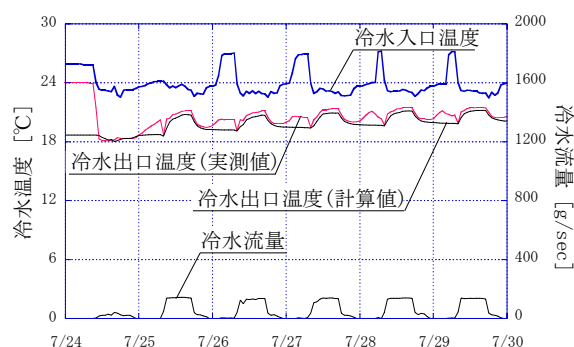


図 5.21 冷水温度，流量（採熱期間）

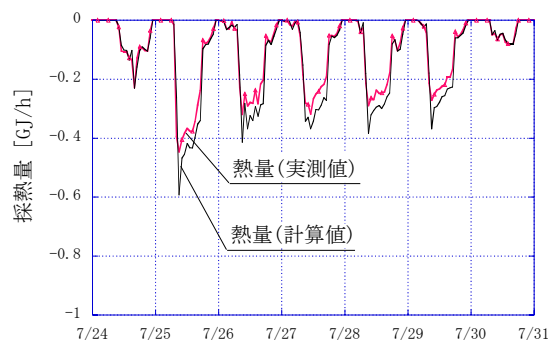


図 5.22 採熱量（採熱期間）

表 5.7 比熱に関するケーススタディ

期間		実測値	計算値 (Cs=1.0)	計算値 (Cs=1.1)	計算値 (Cs=1.2)	計算値 (Cs=1.3)	計算値 (Cs=1.4)	計算値 (Cs=1.5)	計算値 (Cs=1.62)
試運転 期間	蓄熱量	76.8 GJ	72.6 GJ	74.6 GJ	76.4 GJ	78.1 GJ	79.7 GJ	81.3 GJ	85.6 GJ
	誤差		-5.5%	-2.9%	-0.5%	1.7%	3.8%	5.9%	11.4%
蓄熱 期間	蓄熱量	213.2 GJ	201.8 GJ	208.7 GJ	215.2 GJ	221.3 GJ	227.1 GJ	232.6 GJ	240.6 GJ
	誤差		-5.4%	-2.1%	0.9%	3.8%	6.5%	9.1%	12.9%
採熱 期間	採熱量	111.6 GJ	103.5 GJ	107.2 GJ	110.6 GJ	113.6 GJ	116.3 GJ	118.8 GJ	125.4 GJ
	誤差		-7.3%	-3.9%	-0.9%	1.8%	4.2%	6.4%	12.4%

地盤モデルの計算誤差の原因は土壌物性値にあると想定して、土壌物性値を様々に変えてシミュレーションを行い、蓄採熱量の誤差の変化を分析する。土壌物性値は採取後 4 年間放置していた土壌サンプルを用いて計測しているため、計測した物性値と実際の物性値とは異なる可能性が高い。ここでは土壌の比熱に着目して分析を行う。

土壌の比熱を $1.0 \text{ J/g} \cdot \text{K}$ から $1.5 \text{ J/g} \cdot \text{K}$ まで $0.1 \text{ J/g} \cdot \text{K}$ 刻みで変化させて蓄採熱量を計算した。結果を表 5.7 に示す。比熱を $1.2 \text{ J/g} \cdot \text{K}$ とすると実測値と計算値が良く一致し、誤差は 1% 未満となることが判る。比熱を $1.2 \text{ J/g} \cdot \text{K}$ とした時の地盤出口冷水温度の誤差を表 5.8 に示す。また、蓄採熱量の計算結果を図 5.23～25 に示す。平均誤差は約 0.1°C 、RMSE は約 0.25°C と精度

良く計算できることが判る．杭温度と土壌温度の計算値と実測値の比較を図 5. 26～31 に示す．図中の杭温度と土壌温度の実測値は計測点 A から E の計測値の平均である．杭頭-0. 5m の杭温度と土壌温度の計算値が実測値と大幅に異なるのは，地盤モデルでは横引き配管をモデル上部に配置しているため，実際と配置が大きく異なるからである．これらの結果から，比熱を 1. 2 とすれば土壌温度の推定精度が大きく向上することが判る．本研究では，今後，土壌の比熱は 1. 2 であるとして分析を行う．

表 5. 8 地盤出口冷水温度の誤差（比熱 1. 20）

	平均誤差	RMSE
試運転期間	-0. 10 °C	0. 23 °C
蓄熱期間	0. 04 °C	0. 22 °C
採熱期間	-0. 05 °C	0. 26 °C

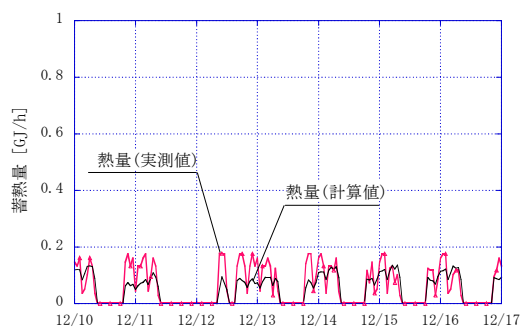


図 5. 23 蓄熱量（試運転期間）

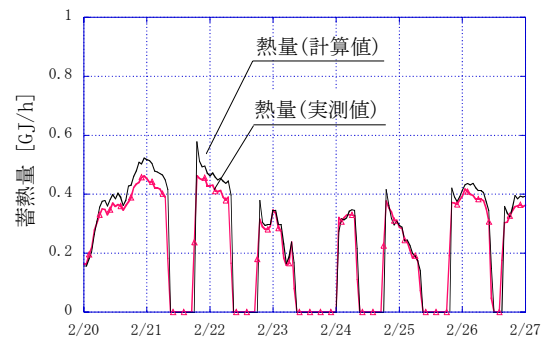


図 5. 24 蓄熱量（蓄熱期間）

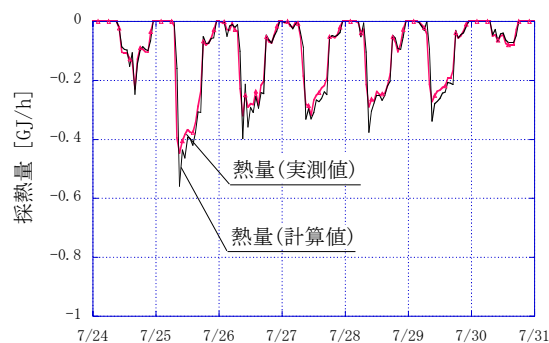


図 5. 25 採熱量（採熱期間）

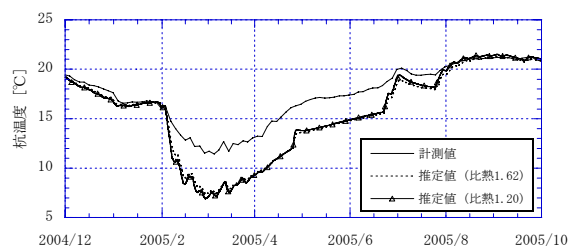


図 5.26 杭温度(杭頭-0.5m)

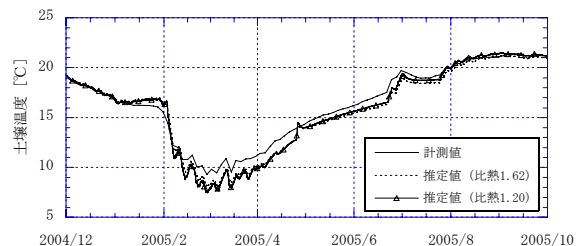


図 5.27 土壤温度(杭頭-0.5m)

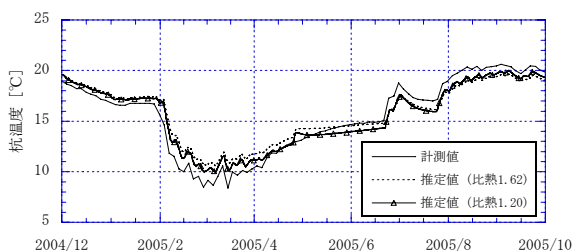


図 5.28 杭温度(杭頭-3.5m)

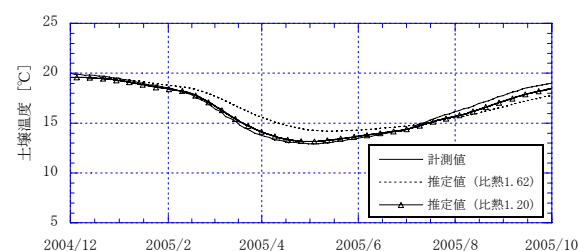


図 5.29 土壤温度(杭頭-3.5m)

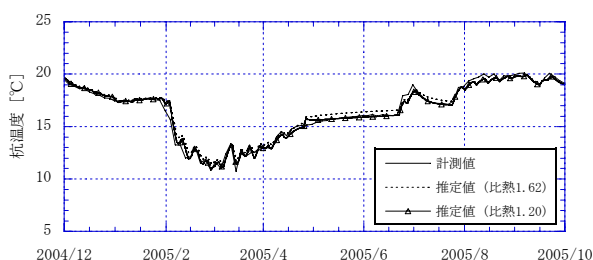


図 5.30 杭温度(杭頭-6.5m)

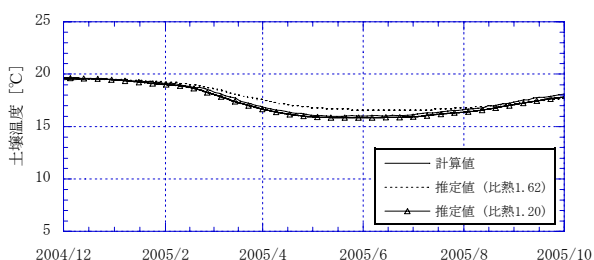


図 5.31 土壤温度(杭頭-6.5m)

5.3.2 空調システム機器モデルの作成

空調機器のモデルを作成する。モデルの作成に必要な情報を表 5.9 に示す。各機器モデルの精度を検証するために短期的に実運転データを計測した。計測項目に関する情報を表 5.10 に示す。これらの計測データを利用してモデルパラメータの精度を検証し、パラメータを補正する。

(1) 密閉式冷却塔モデル

密閉式冷却塔のモデルは、開放式冷却塔モデルと熱交換器モデルを組み合わせで作成する。モデル式を以下に示す。また、冷却塔のファンにはインバータが取り付けられているため、モデルのファン回転数は可変である。

$$Q_{ct} = f_{ct} g_{ct} (h_{ct,i} - h_{ct,o}) = c_w w_{ct} (\theta_{ct,wo} - \theta_{ct,wi}) \quad \dots\dots (5.17)$$

$$U_{ct} = \frac{K_{ct} V_{ct}}{f_{ct} g_{ct}} = \sum_{n=1}^{N_{ct}} \frac{1}{h_{w,n} - h_{ct,n}} \quad \dots\dots (5.18)$$

表 5.9 空調機器の主な仕様

機器名		主な仕様
冷却塔 CT1		冷却能力498.8kW, 設計外気湿球温度27℃, 設計冷却水入口温度37℃, 設計冷却水出口温度32℃, 循環水量1300 ℓ/min, 定格風量1188m ³ /min, 送風機定格消費電力6.0kW, 散水ポンプ定格消費電力1.6kW
ポンプ	PC 1	モータ定格出力15kW, 回転速度29.2rps, 揚程30m, 吐出量25kg/s
	PC 2,3	モータ定格出力5.5kW, 回転速度29.0rps, 揚程30m, 吐出量6.7kg/s
全熱交換器		定格消費電力2.8kW, 風量3500m ³ /h, 定格温度交換効率77%, 定格エンタルピー交換効率60.5%
冷水コイル		定格交換熱量4.2kW, 水量0.2kg/s, チューブ段数22, 列数4, フィン部の幅480mm, 高さ1100mm, 奥行き180mm, 定格還気量3940m ³ /h, 定格外気量660m ³ /h

表 5.10 計測項目

計測項目		計測方法	計測期間	計測間隔
冷却塔 (CT-1)	冷水出入口温度	BEMS	12/29 ~ 12/30	5min
	冷水流量	BEMS		5min
	冷却塔ファンインバータ値	目視		-
	エネルギー消費量 (ファン, 循環ポンプ)	クランプメータ		1min
ポンプ (PC-1 PC-2,3)	インバータ値	目視		-
	前後差圧	目視		-
	消費電力	目視		-
	冷水流量	BEMS		5min
全熱交換器 (AEX-5-2)	外気側空気出入口温湿度	簡易自動計測器	7/15 ~ 9/30	1min
	還気側空気出入口温湿度			
	外気・還気風量	熱線風速計		20sec
コイル (AC-5-W3 AC-5-W4)	出入口空気温湿度	簡易自動計測器		1min
	冷水流量	超音波流量計		1min
	コイル通過風量	熱線風速計		20sec

$$U_{ct} \frac{f_{ct} g_{ct}}{w_{ct}} = \frac{c_a (\theta_{ct,wi} - \theta_{ct,wo})}{N_{ct}} \sum_{n=1}^{N_{ct}} \frac{1}{h_{w,n} - h_{ct,n}} \quad \dots\dots (5.19)$$

$$Q_{ct} = c_w w_s (\theta_{s,wo} - \theta_{s,wi}) \quad \dots\dots (5.20)$$

$$Q_{ct} = U_w A_w \frac{(\theta_{s,wo} - \theta_{ct,wi}) - (\theta_{s,wi} - \theta_{ct,wo})}{\ln \left\{ (\theta_{s,wo} - \theta_{ct,wi}) / (\theta_{s,wi} - \theta_{ct,wo}) \right\}} \quad \dots\dots (5.21)$$

$$E_{ct} = E_{ct,f} + E_{ct,p} = \left(c_0 + c_1 f_{ct} + c_2 f_{ct}^2 + c_3 f_{ct}^3 \right) + E_{ct,p} \quad \dots\dots (5.22)$$

ここで,

Q_{ct}	: 冷却塔熱交換量	[kJ]
f_{ct}	: 冷却塔インバータ値	[-]
g_{ct}	: 冷却塔ファン風量	[kg/s]
h_{ct}	: 冷却塔空気のエンタルピ (添字 i : 入口, o : 出口)	[kJ/kg]
$\theta_{ct,w}$: 冷水塔循環水温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
w_{ct}	: 冷水塔循環水流量	[kg/s]
c_w	: 水の比熱	[kJ/kg · s]
U_{ct}	: 移動単位数	[kJ · dh/s]
K_{ct}	: 総括移動係数	[kW/m ² · dh]
V_{ct}	: 冷却塔内体積	[m ³]
N_{ct}	: 冷却塔内分割数	[-]
$h_{w,n}$: 温度が循環水温度に等しい飽和空気のエンタルピ	[kJ/kg]
c_a	: 空気の比熱	[kJ/kg · K]
w_s	: 土壌冷水流量	[kg/s]
$\theta_{s,w}$: 土壌冷水温度 (添字 i : 入口, o : 出口)	[°C]
A_w	: 冷却塔熱交換部の総括伝熱係数	[kW/m ² · K]
U_w	: 冷却塔熱交換部の伝熱面積	[m ²]
$E_{ct,f}$: 冷却塔ファンの消費電力	[kW]
$E_{ct,p}$: 冷却塔循環ポンプの消費電力	[kW],

モデルパラメータは U_{ct} , K_{ct} , V_{ct} , U_w , A_w , c_0, \dots, c_3 である. U_{ct} , K_{ct} , V_{ct} は表 5. 10 に示す機器の使用を基に値を定める. U_w , A_w に関してはメーカーより情報を得ることができなかったため, 実測データを利用して次式を満たすように定める.

$$\min_{U_w A_w} \left\{ \sum_{n=1}^N \left(\theta_{s,wi,n} - \hat{\theta}_{s,wi,n} \right)^2 \right\} \quad \dots\dots (5. 23)$$

実測データを用いてモデルの精度を検証する. w_s を 20, 30, 45m³/h と変え, 各流量に対して f_{ct} を 40, 60, 80, 100% と変えた時の運転データを計測した. 実測値と推定値の比較を図 5. 32 に示す. 測定期間全体における冷却塔冷水出口温度の平均誤差は 0. 06°C (2. 91%), RMSE は 0. 21°C (10. 2%) となり, モデルは精度よく冷水温度を推定できると判断する.

$E_{ct,f}$ と $E_{ct,p}$ は実測データを基にモデル化を行う. パラメータ c_0, \dots, c_3 は実測値を利用して次式を満たすように定める.

$$\min_{c_0, \dots, c_3} \left\{ \sum_{n=1}^N \left(E_{ct,f,n} - \hat{E}_{ct,f,n} \right)^2 \right\} \quad \dots\dots (5. 24)$$

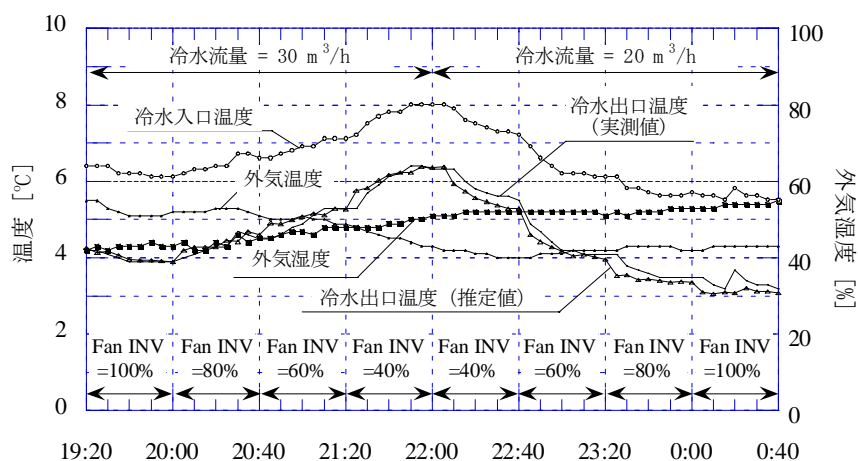


図 5.32 冷却塔モデルの検証

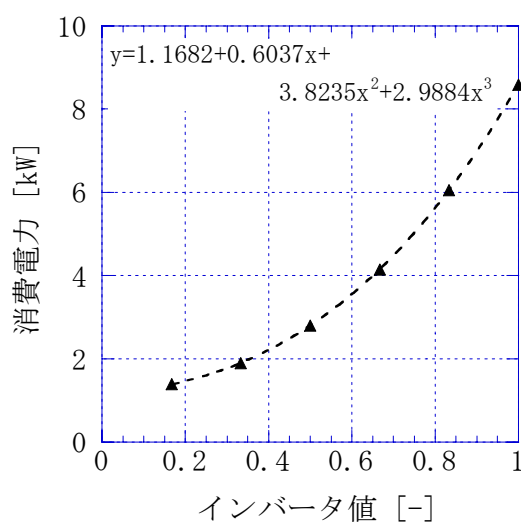


図 5.33 冷却塔のエネルギー消費量

実測データを図 5.33 に示す． $E_{ct,p}$ は計測値の平均値 2.08kW とする．

(2) ポンプモデル

ポンプモデルの入力はインバータ値 f_p [-], 冷水流量 w_s [kg/s] であり, 出力はエネルギー消費量 E_p [kW] である．モデル式は Appendix に示す．モデルパラメータ a_0, \dots, a_4 , e_0, \dots, e_4 は性能曲線を用いて定め, 実測データを利用して補正した．実測値とモデル推定値の比較を図 5.34 に示す．蓄熱用ポンプ PC1 のモデルの平均誤差は -0.011kW (-0.35%), RMSE は 0.05kW (1.54%), 採熱用ポンプ PC2 のモデルの平均誤差は 0.02kW (0.43%), RMSE は 0.20kW (3.97%) となる．従ってモデルは精度よくエネルギー消費量を推定できると判断する．

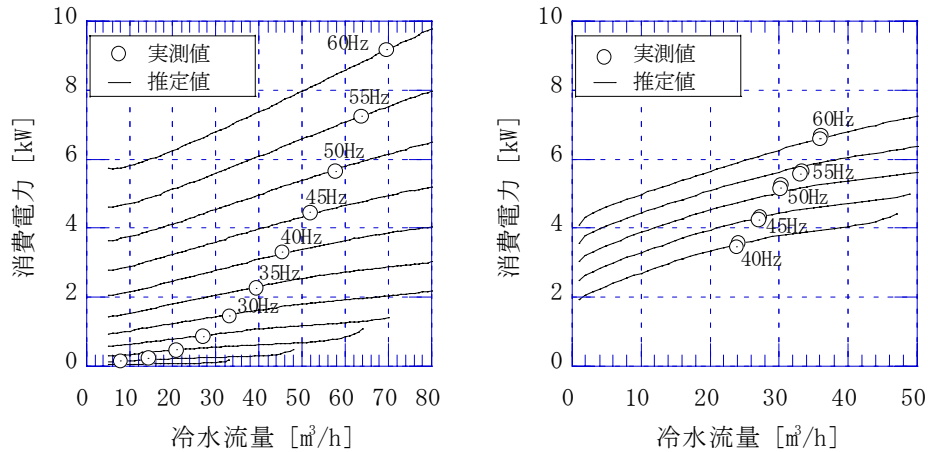


図 5.34 ポンプモデルの検証（左：蓄熱用ポンプ PC1，右：採熱用ポンプ PC2）

(3) 全熱交換器モデル

全熱交換器モデルの入力は外気側入口空気温度 $\theta_{o,in}$ ，外気側入口絶対湿度 $X_{o,in}$ ，還気側入口空気温度 $\theta_{r,in}$ ，還気側入口絶対湿度 $X_{r,in}$ ，通過風量 V_{oa} であり，出力は外気側出口空気温度 $\theta_{o,out}$ ，外気側出口空気絶対湿度 $X_{o,out}$ である．モデル式は Appendix に示す．モデルパラメータ a_{h0} ， a_{h1} ， $a_{\theta 0}$ ， $a_{\theta 1}$ は，メーカー提供の性能曲線を基に定める．

実運転データを用いてモデルの精度を検証する．実測値と計算値の比較を図 5.35, 36 に示す．計測 $\theta_{o,out}$ の平均誤差は -0.19°C (-5.76%)，RMSE は 0.22°C (6.98%) であり， $X_{o,out}$ の誤差は -0.300g/kgDA (6.39%)，RMSE は 0.442g/kgDA (9.33%) となる．従って，モデルは精度良く出口空気の状態を推定できると判断する．

(4) コイルモデル

入力は入口空気温度 $\theta_{cc,ai}$ ，入口空気絶対湿度 $x_{cc,ai}$ ，風量 m_{cc} ，冷水入口温度 $\theta_{cc,wi}$ ，冷水流量 w_{cc} ，出力は出口空気温度 $\theta_{cc,ao}$ ，出口空気絶対湿度 $x_{cc,ao}$ ，冷水出口温度 $\theta_{cc,wo}$ である．モデルのパラメータは表 5.9 に示す情報を基に定める．

モデルの精度を検証するために，バルブ開度を 20%から 100%まで 20%ごとに变化させた時の $\theta_{cc,ai}$ ， $x_{cc,ai}$ ， m_{cc} ， $\theta_{cc,ao}$ ， $\theta_{cc,wi}$ ， w_{cc} を計測した．実測値と推定値の比較を図 5.37 に示す．出口空気温度の誤差は -0.17°C (-5.95%)，RMSE は 0.33°C (11.1%) となる．したがって，モデルは精度良く出口空気温度を推定できると判断する．

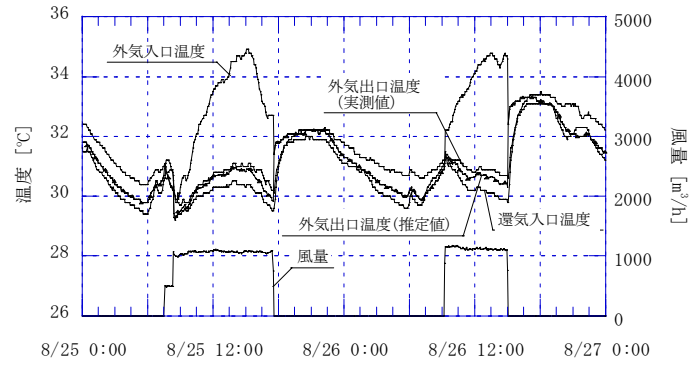


図 5.35 全熱交換器モデルの検証（温度）

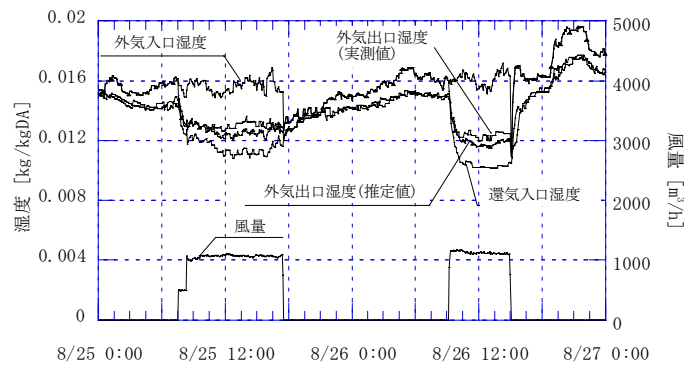


図 5.36 全熱交換器モデルの検証（湿度）

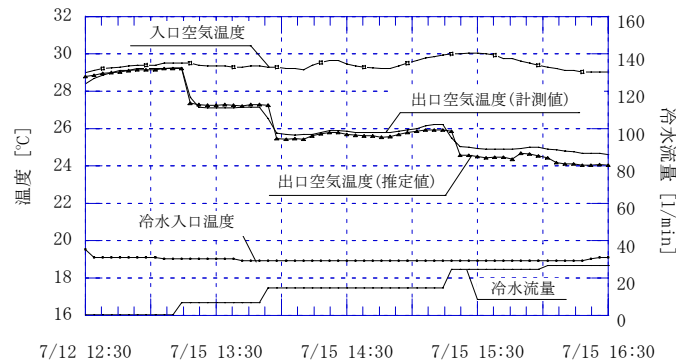


図 5.37 コイルモデルの検証

5.3.3 空調二次側システム全体モデルの作成

コイルの冷水流量は、コイルの冷水出口温度が設定値に達するように二方弁で制御されている。コイルモデルと全熱交換器モデルを用いて、採熱運転時の土壌冷水流量 w_s [kg/s] を求めるモデルを作成する。作成するモデルの概要を図 5.38 に示す。建物全体に空調機は 53 台あるが、これら全てを克明にモデル化せずに代表的なコイルにまとめてモデル化する。本研究では、事務室系統の全熱交換器とコイルを代表機器としてモデル化し、代表機器の冷水流量の推定値 w_{cr} を k_{cc} 倍

して w_s を求める．モデル式を以下に示す．

$$w_{cr} = f(\theta_{out}, x_{out}, V_{oa}, \theta_{ra}, x_{ra}, V_{ra}, \theta_{ws,o}, \theta_{wco,sp}) \quad \dots\dots (5.33)$$

$$w_s = k_{cc} w_{cr} \quad \dots\dots (5.34)$$

倍数 k_{cc} は，2006 年 7 月 1 日から 10 月 31 日までの冷水流量の実測値 w_s を用いて，次式を満たすように定める．

$$\min_{k_{cc}} \left\{ \sum_{n=1}^N (k_{cc} w_{cr,n} - w_{s,n})^2 \right\} \quad \dots\dots (5.35)$$

式(5.35)を満たす k_{cc} は 47.4 となり，空調機の全台数 53 に近い値を得た．冷水流量実測値と推定値の比較を図 5.39 に示す． w_s の誤差は -0.003°C (0.34%)，RMSE は 0.78°C (8.20%) となり，モデルは精度良く w_s を推定できると判断する．

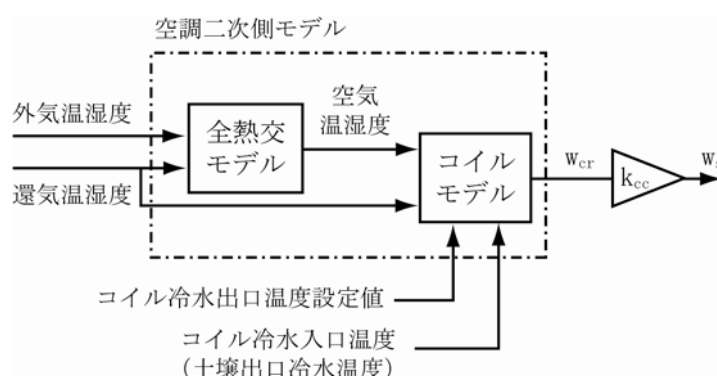


図 5.38 空調二次側システムモデルの検証

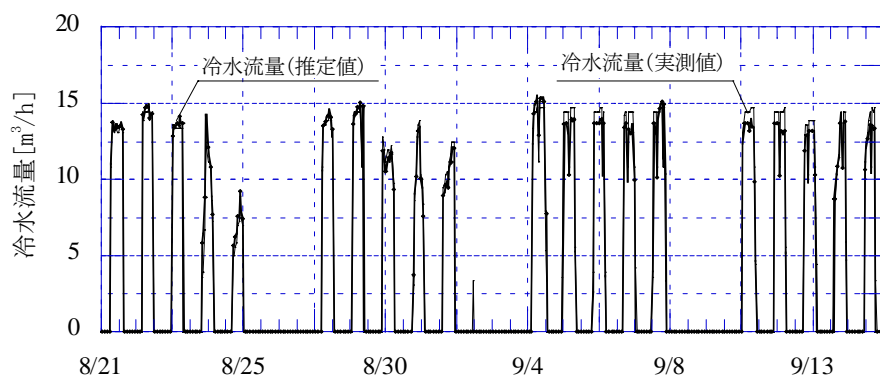


図 5.39 空調二次側システムモデルの検証

5.4 モデルベースによる運転最適化の過程

作成したシミュレーションを利用してシステムの運転を最適化する．本研究では竣工後初年度から三年に亘り継続してシステムの性能検証を行い，運転を最適化している．本節では，シミュレーションを用いてどのように運転法を定めたかを示し，最適化を行った三年間でどのように運転実績値が変化したかを示す．なお，一年目とは2004年12月から2005年11月を，二年目とは2005年12月から2006年11月を，三年目とは2006年12月から2007年11月とする．

システムの評価に用いるために，システム全体のエネルギー消費量 E_t ，蓄熱効率 η_{cs} ，採熱効率 η_{cd} ，システム COP η_{ct} を次式で定義する．

$$E_{st} = E_{ss} + E_{sd} \quad \cdots \cdots (5.36)$$

$$E_{ss} = E_{ps} + E_{ct,f} + E_{ct,p} \quad \cdots \cdots (5.37)$$

$$E_{sd} = E_{pd} \quad \cdots \cdots (5.38)$$

$$\eta_{cs} = \frac{Q_{ss}}{E_{ss}} \quad \cdots \cdots (5.39)$$

$$\eta_{cd} = \frac{Q_{sd}}{E_{sd}} \quad \cdots \cdots (5.40)$$

$$\eta_{ct} = \frac{Q_{sd}}{E_{st}} \quad \cdots \cdots (5.41)$$

本研究で用いるシミュレーションは一年間の計算に約30時間を要するため，厳密な最適化を行わずに，簡易最適化として幾つかの運転法に関するケーススタディを行い，この結果を基に運転法を定める．

5.4.1 一年目の運転実績

一年目の蓄熱運転は2005年2月1日から2005年4月14日まで行い，採熱運転は2005年6月22日から2005年11月11日まで行った．蓄熱運転時の冷水流量設定値は $50\text{m}^3/\text{h}$ とし，採熱運転時のコイル冷水出口温度設定値は 23°C ，往ヘッダ出口冷水温度設定値は 19°C である．一年目の運転実績を表5.11に示す．一年目の蓄熱量は212.8GJ，採熱量は147.6GJであり，システムCOPは3.61となった．

表 5.11 一年目の運転実績

	熱量			運転時間[h]		エネルギー消費量[GJ]				効率[-]			
	蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱 比 [%]	蓄熱	採熱	蓄熱			合計	採熱 ポンプ	蓄熱 効率	採熱 効率	システムCOP
						ポンプ	冷却塔 ファン	冷却塔 ポンプ					
1年目	212.8	147.6	69.4%	683	1352	8.3	14.8	3.9	27.0	13.2	7.9	11.2	3.61

5.4.2 二年目の蓄熱運転法に関するケーススタディ

一年目の運転実績から、採熱運転よりも蓄熱運転に多くのエネルギーを消費し、特に冷却塔ファンのエネルギー消費量が大きいことが明らかになった。蓄熱運転に要するエネルギー消費量を削減してシステム全体のエネルギー効率を向上させるために、シミュレーションを利用してケーススタディを行い、この結果を基に二年目の蓄熱運転法を決める。シミュレーションの入力条件には一年目の運転データを利用する。ここでは、以下の2点に関するケーススタディを行う。

- 1) 冷水ポンプのエネルギー消費量の削減を目指し、冷水流量を現状の $50\text{m}^3/\text{h}$ から $30\text{m}^3/\text{h}$ に減らす。
- 2) 蓄熱に要するエネルギー消費量の削減と蓄採熱比の向上を目指し、蓄熱運転期間を設計条件である4ヶ月(12月～3月)から、3ヶ月(1月～3月)、2ヶ月(2月～3月)に減らす。

計算結果を表5.12に示す。得られた結論を以下に示す。

- 1) ケースS1-1とS1-2を比較すると、蓄熱時流量を $50\text{m}^3/\text{h}$ から $30\text{m}^3/\text{h}$ に変えても蓄採熱量はほぼ変わらないことが判る。蓄熱用ポンプのエネルギー消費量は68%(17.0→5.4GJ)削減し、蓄熱に要するエネルギー消費量は24%(47.4→36.0GJ)削減する。システムCOPは2.56から3.19に向上する。
- 2) ケースS1-2とS1-3, S1-4を比較すると、蓄熱運転期間を4ヶ月から3ヶ月、2ヶ月に減らすと蓄熱量はそれぞれ12%, 35%(415→364→270GJ)減少し、採熱量はそれぞれ6%, 19%(146→137→118GJ)減少することが判る。蓄熱量の減少率に比べて採熱量の減少率は小さいため、蓄熱期間が減ると蓄採熱比は増える。蓄採熱に必要なエネルギー消費量は13%, 34%(45.6→39.5→29.9GJ)減少し、システムCOPは3.19→3.46→3.95と向上する。

以上をまとめると、蓄熱時流量を $30\text{m}^3/\text{h}$ に減らし、蓄熱運転期間を2ヶ月とする運転法がシステムを有効に利用する運転方法の一つであり、このときのシステムCOPは3.95となる。ただし、現在の運転法と比べて採熱量は19%減少する。

表5.12 蓄熱時冷水流量と蓄熱期間に関するケーススタディの結果

ケース	蓄熱時 冷水流量 設定値	蓄熱 期間	熱量			消費電力[GJ]						システム COP [-]
			蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採 熱比	蓄熱				採熱	計	
						ポンプ	冷却塔 ファン	冷却塔 ポンプ	合計	ポンプ		
S1-1	50m³/h	12-3月	411	146	35.5%	17.0	24.0	6.4	47.4	9.6	57.0	2.56
S1-2	30m³/h		415	146	35.1%	5.4	24.1	6.5	36.0	9.6	45.6	3.19
S1-3		1-3月	364	137	37.6%	4.5	20.0	5.4	29.9	9.6	39.5	3.46
S1-4		2-3月	270	118	43.7%	3.1	13.6	3.7	20.4	9.5	29.9	3.95

5.4.3 二年目の採熱運転法に関するケーススタディ

採熱運転法に関して、以下の4点に関するケーススタディを行う。シミュレーションの入力条件には一年目の運転データを利用する。

- 1) 採熱量の増加とシステム COP の向上を目指し、冷水コイルの冷水出口温度設定値を現在の 23℃から 24, 25, 26℃と変える.
- 2) 採熱量の増加を目指し、一年目の運転では往ヘッダにて地冷からの冷熱を供給していたが、これを止める.
- 3) 採熱効率の向上を目指し、採熱運転時間を現在の条件である「毎日 8 時から 17 時までの 10 時間」から「隔日 8 時から 17 時までの 10 時間」、「毎日 8 時と 13 時から 16 時までの 5 時間」に変える.

計算結果を表 5.13 に示す. 得られた結論を以下に示す.

- 1) ケース D1-1 と D1-2 を比較すると、往ヘッダ温度とコイル出口温度を 1 度ずつ上げると採熱量は 5%(146→153GJ) 増え、システム COP は 3.44 から 3.69 に向上することが判る.
- 2) ケース D1-1 と D1-3 を比較すると、往ヘッダにて地冷からの冷熱を供給しなければ採熱量は 28%(146→187GJ) 増え、システム COP は 3.44 から 4.06 に向上することが判る. 従って、地冷からの冷熱を供給しない運転の方が良いと言える.
- 3) ケース D1-3~6 を比較すると、コイル冷水出口温度設定値を 23→24→25→26℃と上げれば採熱量はそれぞれ 19%, 35%, 46%(187→222→253→273GJ) 増え、システム COP は 4.06→4.44→4.67→4.69 と向上することが判る. 従って、コイル冷水出口温度を高く設定すれば採熱量は増え、システムの効率は向上すると言える. ただし、土壌平均温度の変化（採熱運転終了時の土壌温度から蓄熱運転開始時の土壌温度を引いた値）を比較するとそれぞれ -0.81℃, -0.38℃, 0.01℃, 0.18℃となり、温度設定値を 26℃にすると蓄熱開始時に比べ採熱終了時の土壌平均温度が 0.18℃上昇する. 土壌平均温度に大きな影響を与えず長期的にシステムを利用するためには冷水出口温度を 26 度以上に設定すべきではない.
- 4) ケース D1-4 と D1-7, D1-8 を比較すると、採熱運転時間を現在の条件である「毎日 8 時から 17 時までの 10 時間」から「隔日 8 時から 17 時までの 10 時間」、「毎日 8 時と 13 時から 16 時までの 5 時間」に変えると採熱効率は向上するが採熱量は減少し、システム COP は減少する. 従って、運転条件に関しては、現在の条件である「毎日 8 時から 17 時までの 10 時間」が良い.

表 5.13 採熱運転法に関するケーススタディの結果

ケース	冷水温度設定値[℃]		採熱 運転 時間	熱量			エネルギー消費量 [GJ]			採熱 効率	土壌蓄熱 システム COP
	往ヘッダ 温度	コイル 出口温度		蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱比	蓄熱	採熱	計		
D1-1	19	23	毎日8時~17時	370	146	39.5%	32.9	9.6	42.5	15.2	3.44
D1-2	20	24		370	153	41.4%	32.9	8.6	41.5	17.8	3.69
D1-3	地冷冷水との混合なし	23		370	187	50.4%	32.9	13.1	46.0	14.2	4.06
D1-4		24		370	222	59.9%	32.9	17.0	49.9	13.0	4.44
D1-5		25		370	253	68.5%	32.9	21.3	54.2	11.9	4.67
D1-6		26		370	273	73.9%	32.9	25.4	58.3	10.8	4.69
D1-7		24	隔日 8時~17時	370	178	48.2%	32.9	11.9	44.8	15.0	3.98
D1-8			8時, 12時~16時	370	168	45.5%	32.9	10.8	43.7	15.6	3.85

表 5.14 二年目の運転実績

	熱量			運転時間[h]		エネルギー消費量[GJ]					効率[-]		
	蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱 比 [%]	蓄熱	採熱	蓄熱				採熱	蓄熱 効率	採熱 効率	システ ムCOP
						ポンプ	冷却塔 ファン	冷却塔 ポンプ	合計	ポンプ			
2年目	374.0	205.1	54.8%	1163	784	14.3	32.5	8.7	55.5	8.9	6.74	23.04	3.18

以上をまとめると、地冷からの冷熱を混合せずに、コイルの冷水出口温度設定値を 25℃とし、毎日 8 時から 17 時まで採熱を行う運転法が分析したケースの中では最適な運転法であり、現在の運転法に比べると採熱量は 73%(146→253GJ) 増え、システム COP は 3.44 から 4.67 に向上する。

5.4.4 二年目の運転実績

二年目の蓄熱運転は 2004 年 12 月 4 日から 2006 年 4 月 26 日まで行い、採熱運転は 2006 年 6 月 29 日から 2006 年 11 月 10 日まで行った。ケーススタディの結果から、蓄熱時冷水流量を 30m³/h とする運転が良いことが判ったが、実際にはこの結論を得たのは二年目の蓄熱運転開始後であり、実運転に反映できなかった。蓄熱運転時の冷水流量は運転管理者が独自に判断し 45m³/h としている。採熱運転法に関してはケーススタディの結果を反映し、冷水コイルの冷水出口温度設定値は 25℃とした。二年目の運転実績を表 5.14 に示す。二年目の蓄熱量は 374.0GJ、採熱量は 205.1GJ であり、システム COP は 3.18 となった。蓄熱運転法にケーススタディの結果を反映できなかったため、システム COP は一年目よりも悪くなった。

5.4.5 三年目の蓄熱運転法に関するケーススタディ

二年目の運転実績から、蓄採熱に要するエネルギーのうち約 50%は冷却塔ファンが消費することが判る。更なる運転改善を行うには冷却塔ファンの省エネルギー化が必要であるため、二年目の採熱運転終了後に冷却塔ファンにインバータを設置した。シミュレーションを利用して、蓄熱時の冷水流量と冷却塔ファンインバータ値の最適値を見出す。

冷水流量と冷却塔ファンのインバータ値を小さくすれば蓄熱に要するエネルギー消費量は減少するが、蓄採熱量も減るため、最適化の目的関数はエネルギー消費量と蓄採熱量の両方を加味しなければならない。本研究では、目標冷熱量 $Q_{sd,r}$ [GJ] を定め、各ケースの採熱量がこれに満たない場合は、システム COP が η_a [-] である人工熱源にて不足分の熱量を補うために必要なエネルギー消費量 E_a [kW] をペナルティとして加える。最適化の目的関数として次式で定義する η_t [-] を用いる。

$$\eta_t = \frac{E_{ss} + E_{sd} + E_a}{\left(\frac{Q_{sd,r}}{\eta_a} \right)} \quad \dots\dots (5.42)$$

$$E_a = \frac{Q_{sd,r} - Q_{sd}}{\eta_a} \quad \dots\dots (5.43)$$

η_t は、 $Q_{sd,r}$ を全て人工熱源を利用して得た場合のエネルギー消費量と、土壌蓄熱空調システムを利用して得た場合のエネルギー消費量の比であり、この値自身は意味を持たず、各ケースを比較するためだけに用いる。 η_t が一番小さい運転方法を最適運転法とする。本研究では二年目の採熱量の実績値である 224GJ を目標冷熱量とし、 η_a は 3.0 とする。

蓄熱運転法に関するケーススタディとして、蓄熱時の冷水流量を 45, 30, 20, 15, 10m³/h の 5 ケース、15, 10m³/h 以外の各流量に対して冷却塔ファンインバータ値を 100, 75, 50, 25% の 4 ケースを想定して、計 14 ケースの計算を行う。シミュレーションの入力条件には一年目の運転データを利用する。採熱運転条件である冷水コイルの冷水出口温度設定値は全ケースとも 25℃ とする。ケーススタディの結果を表 5.15 と図 5.40～45 に示す。得られた結論を以下に示す。

- 1) ケース S2-1 から S2-4 を比較すると、冷却塔ファンのインバータ値を 100% から 75, 50, 25% と小さくすると、蓄熱量はそれぞれ 4%, 10%, 25% (361→349→326→272GJ) 減少し、採熱量も 4%, 11%, 28% (224→215→200→161GJ) 減少することが判る。冷却塔ファンのエネルギー消費量はそれぞれ 36%, 60%, 73% (32.9→21.2→13.3→9.1GJ) 減少するが、インバータ値を小さくすると運転時間が増えるため、ポンプと冷却塔ポンプのエネルギー消費量とは増える。この 4 ケースで比較すると、 η_t はインバータ値が 50% の時に最小となる。
- 2) ケース S2-3, S2-7, S2-11, S2-13, S2-14 を比較すると、冷水流量を 45, 30, 20, 15, 10m³/h と小さくすると、ポンプのエネルギー消費量はそれぞれ 65%, 85%, 93%, 97% (15.0→5.2→2.2→1.0→0.4GJ) 減少する。蓄熱量は 45, 30, 20 m³/h はほぼ同じであるが、15 m³/h では 3%, 10m³/h では 8% 減少する。15 m³/h では蓄熱量が減るため採熱量も減少し、ペナルティとして加わる人工熱源のエネルギー消費量が大きくなる。この 4 ケースで比較すると、 η_t は冷水流量が 20m³/h の時に最小となる。

検討したケースの中では、冷水流量を 20m³/h、冷却塔ファンのインバータ値を 50% とする運転法が最適となる。現在の運転法 (冷水流量 45m³/h、冷却塔ファンのインバータ値 100%) と比べると、蓄採熱量は約 10% 減少するが、ポンプの消費電力は約 82%, 冷却塔ファンの消費電力は約 58%, 蓄採熱に要する消費電力は約 42% 減少し、システム COP は 3.26 から 4.86 に向上する。

5.4.6 三年目の採熱運転法に関するケーススタディ

二年目の運転では冷水コイルの冷水出口温度設定値を 25℃ に設定したが、設定温度を高くすると採熱初期から高い温度の冷水が土壌に還るため、採熱開始一ヶ月間の採熱量は大きい、その後冷熱が採れなくなることが判った。採熱初期の過採熱を回避する運転方法を見つけるために、以下の 2 点に関するケーススタディを行う。シミュレーションの入力条件には冬季は三年目の運転データを、夏季は二年目のデータを利用する。蓄熱条件は冷水流量 30m³/h、冷却塔ファンインバータ値は 50% とし、採熱期間は 7 月から 10 月の 4 ヶ月とする。

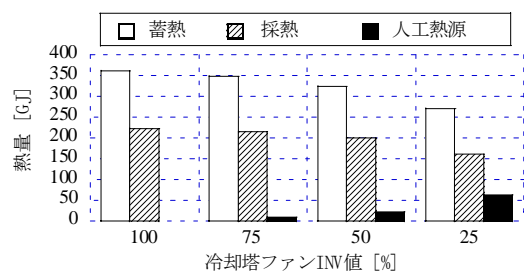


図 5.40 蓄採熱量(冷水流量 45m³/h)

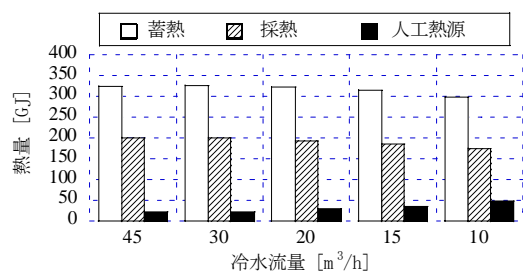


図 5.41 蓄採熱量(冷却塔ファン 50%)

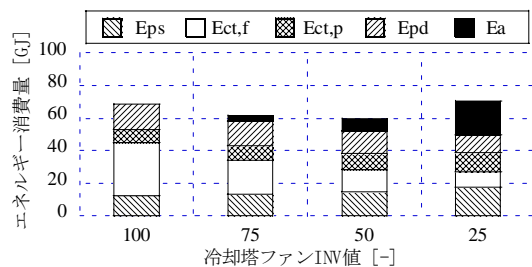


図 5.42 消費電力(冷水流量 45m³/h)

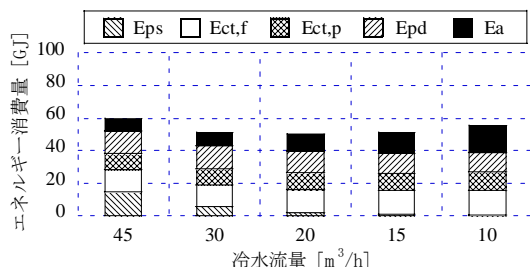


図 5.43 消費電力(冷却塔ファン 50%)

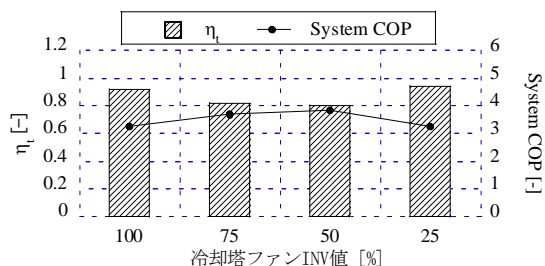


図 5.44 目的関数(冷水流量 45m³/h)

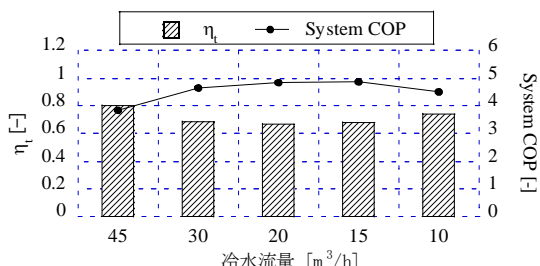


図 5.45 目的関数(冷却塔ファン 50%)

表 5.15 三年目蓄熱運転に関するケーススタディの結果

ケース	運転条件		熱量[GJ]				エネルギー消費量 [GJ]								h _t
	冷水流量	冷却塔ファン INV	蓄熱量	採熱量	蓄採熱比	人口熱源 熱量	土壌蓄熱				土壌採熱	土壌合計	人口熱源	システム全体	
							ポンプ	CTファン	CTポンプ	計					
S2-0	人口熱源のみ		0	0	-	224.0	0	0	0	0	0	0.00	74.7	74.7	1.00
S2-1	45m ³ /h	100%	361	224	62.0%	0.0	12.1	32.9	8.0	53.0	15.7	68.7	0.0	68.7	0.92
S2-2		75%	349	215	61.6%	9.1	13.2	21.2	8.7	43.1	15.0	58.1	3.0	61.2	0.82
S2-3		50%	326	200	61.5%	23.5	15.0	13.3	9.9	38.1	14.0	52.1	7.8	59.9	0.80
S2-4		25%	272	161	59.3%	62.8	17.8	9.1	11.7	38.6	10.9	49.5	20.9	70.4	0.94
S2-5	30m ³ /h	100%	362	223	61.5%	1.3	4.8	33.8	8.2	46.7	15.5	62.3	0.4	62.7	0.84
S2-6		75%	349	214	61.3%	9.7	5.2	21.4	8.9	35.5	15.0	50.4	3.2	53.7	0.72
S2-7		50%	327	200	61.2%	24.1	5.8	13.4	10.0	29.2	13.9	43.0	8.0	51.1	0.68
S2-8		25%	273	163	59.6%	61.1	6.9	9.1	11.7	27.6	11.1	38.7	20.4	59.1	0.79
S2-9	20m ³ /h	100%	357	220	61.6%	4.2	1.8	35.9	8.7	46.4	15.5	61.9	1.4	63.3	0.85
S2-10		75%	344	209	60.7%	15.0	2.0	22.6	9.3	33.9	14.5	48.4	5.0	53.4	0.72
S2-11		50%	322	193	59.9%	30.8	2.2	13.9	10.4	26.5	13.3	39.8	10.3	50.0	0.67
S2-12		25%	271	158	58.5%	65.5	2.5	9.1	11.9	23.5	10.8	34.3	21.8	56.1	0.75
S2-13	15m ³ /h	50%	315	187	59.3%	37.0	1.0	14.4	10.7	26.2	12.3	38.4	12.3	50.8	0.68
S2-14	10m ³ /h	50%	299	175	58.5%	49.1	0.4	15.2	11.3	26.9	12.0	38.9	16.4	55.2	0.74

- 1) 土壌温度の急激な上昇を防ぐことを目指して、採熱初期は冷水出口温度を低く設定し、その後一カ月ごとに 1°C ずつ上昇させる。逆に、一カ月ごとに 1°C ずつ下げるケースも計算を行う。
- 2) 建物の熱負荷が大きい 8 月に採熱量が最大となることを目指して、8 月の冷水温度設定値が一番高くなるように山型に冷水出口温度を変化させる。
- 3) 土壌への伝熱量を小さくして土壌温度の上昇を抑え、かつ冷水ポンプの搬送動力の削減を目指して、冷水流量を小さい値で一定として運転する。

計算結果を表 5. 16 に示す。得られた結論を以下に示す。

- 1) ケース D2-1 と D2-2, D2-3 を比較すると、冷水出口温度を可変にして一カ月ごとに上昇させると、採熱量は減りシステム COP は小さくなることが判る。これは採熱運転初期の冷水還り温度が低いために採熱運転初期の採熱量が減少するからである。
- 2) ケース D2-1 と D2-4, D2-5 を比較すると、冷水出口温度を一カ月ごとに下げると、採熱量は減りシステム COP は小さくなることが判る。採熱初期は土壌への還り冷水温度が高いため冷熱を採れるが、9 月以降は土壌と冷水還り温度の温度差がつかなくなり殆ど熱は採れなくなる。
- 3) ケース D2-1 と D2-6~8 を比較すると、冷水出口温度を山型に変化させると採熱量、システム COP ともに向上することが判る。温度を山型に変化させると 8 月に効率よく採熱することができる。
- 4) ケース D2-1 と D2-9, 2-10, 2-11 を比較すると、冷水流量を一定とし、冷水コイルの冷水出口温度は成り行きとする運転方法にすると、採熱量は増加しシステム COP は上昇することが判る。冷水出口温度が成り行きであり土壌温度が急激に上昇する可能性があったが、シミュレーションではそのような現象は見られなかった。また、採熱運転終盤までコンスタントに採熱できることが判った。流量を $15\text{m}^3/\text{h}$ とすると、採熱量は 197.5GJ となりシステム COP は 7.71 となる。

以上をまとめると、採熱期間全体に亘り効率よく土壌からの冷熱を利用するためには、冷水コイルの冷水出口温度でシステムを制御せずに、流量を一定値として与える運転の方が適切であると言える。

5. 4. 7 三年目の運転実績

蓄熱用ポンプの冷水流量が $20\text{m}^3/\text{h}$ となるようにポンプのインバータ値を小さくすると、ポンプが振動して動作が不安定になったため、蓄熱時の冷水流量は $30\text{m}^3/\text{h}$ とし、冷却塔ファンのインバータ値は 50%とした。採熱運転条件はケーススタディの結果を基に冷水流量を $15\text{m}^3/\text{h}$ で一定とした。三年目の運転実績を表 5. 16 に示す。三年目の蓄熱量は 280.3GJ 、採熱量は 189.9GJ であり、システム COP は 7.16 となった。蓄採熱運転法を最適化し、大幅にシステムの効率が向上した。

表 5.16 三年目蓄熱運転に関するケーススタディの結果

ケース	制御ロジック		熱量			採熱 運転時間 [h]	消費電力 [GJ]		採熱時 平均流量 [m ³ /h]	効率		
			蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱比 [-]		蓄熱	採熱		蓄熱効率 [-]	採熱効率 [-]	システム COP[-]
D2-1	温度一定	25℃	279.4	176.0	63.0%	586	21.93	9.71	34.23	12.74	18.13	5.56
D2-2	温度上げる	23→24→25→26℃	279.4	162.6	58.2%	535	21.93	10.59	36.59	12.74	15.36	5.00
D2-3		23.5→24.5→25.5→26.5	279.4	162.1	58.0%	501	21.93	10.75	40.11	12.74	15.07	4.96
D2-4	温度下げる	26→25→24→23℃	279.4	132.3	47.3%	373	21.93	5.91	30.73	12.74	22.36	4.75
D2-5		26.5→25.5→24.5→23.5℃	279.4	139.0	49.8%	412	21.93	7.01	32.15	12.74	19.83	4.80
D2-6	温度山型	26→27→26→25℃	279.4	184.0	65.9%	632	21.93	7.29	26.48	12.74	25.25	6.30
D2-7		26.5→27.5→26.5→25.5℃	279.4	182.0	65.1%	660	21.93	4.66	19.37	12.74	39.08	6.84
D2-8		27→28→27→26	279.4	152.0	54.4%	511	21.93	2.52	14.70	12.74	60.44	6.22
D2-9	流量固定	20m ³ /h	279.4	203.9	73.0%	752	21.93	5.13	20.00	12.74	39.73	7.53
D2-10		15m ³ /h	279.4	197.5	70.7%	756	21.93	3.70	15.00	12.74	53.44	7.71
D2-11		10m ³ /h	279.4	175.5	62.8%	756	21.93	2.42	10.00	12.74	72.64	7.21

表 5.16 三年目の運転実績

	熱量			運転時間[h]		エネルギー消費量[GJ]					効率[-]		
	蓄熱量 [GJ]	採熱量 [GJ]	蓄採熱 比 [%]	蓄熱	採熱	蓄熱				採熱	蓄熱 効率	採熱 効率	システ ムCOP
						ポンプ	冷却塔 ファン	冷却塔 ポンプ	合計	ポンプ			
3年目	280.3	189.9	67.7%	1090	570	4.5	10.4	7.8	22.8	3.75	12.30	50.64	7.16

5.4.8 三年間の運転実績の変化

最適化を行った三年間の運転実績の変化を表 5.17 にまとめる。シミュレーションを利用して計 4 回運転の最適化を行い、実システムの運転法を変更して性能の改善を実施した。一年目と比較すると、三年目の蓄熱量は 31%(213.4→280.3GJ)、採熱量は 30%(145.1→189.9GJ)増加し、蓄熱効率は 7.9 から 12.3 に、採熱効率は 11.0 から 50.6 に向上した。システム COP はほぼ倍になり、3.61 から 7.15 に向上した。

5.5 まとめ

シミュレーションを利用して年間蓄熱を有する空調システムの性能検証と最適化を行った。得られた結論を以下に示す。

- 1) 循環水と地盤との伝熱を有限要素法により解析する地盤モデルを作成した。計算負荷を削

減するために二次元回転体モデルとしてモデル化を行った．実システムの運転データを利用して精度を検証し，比熱の値を補正すれば精度よく土壌出口冷水温度と蓄採熱量を推定できることを確かめた．

- 2) 地盤モデルと空調システムモデルを組み合わせるシステムシミュレーションを作成し，これを利用してシステムの運転最適化を行った．三年間に亘って計4回運転の最適化を行い，実システムの運転法を変更して性能の改善を実施した．一年目と比較すると，三年目の蓄熱量は31%(213.4→280.3GJ)，採熱量は30%(145.1→189.9GJ)増加し，蓄熱効率は7.9から12.3に，採熱効率は11.0から50.6に向上した．システムCOPはほぼ倍になり，3.61から7.15に向上した．
- 3) シミュレーションを利用する最適化を実建物に適用し，継続的に性能を検証して運転を最適化した．未利用エネルギーを利用する先進システムでは，どのような運転法が最適であるかは不明であり，これを見出すことが課題となっている．実システムにおいて実験的に試行錯誤で最適な運転法を見出すことも可能ではあるが，これには時間がかかり現実的ではない．最適な手法を効率よく見出す手法の一つとして，モデルを組み合わせるで作成したシミュレーションを用いる手法を示し，これを実在するシステムに適用して，手法の有効性を実証した．

表 5.17 三年間の実績値の変化

運転手法			蓄熱			採熱			システムCOP
			蓄熱量	消費電力	効率	蓄熱量	消費電力	効率	
設計目標			256 GJ			154 GJ			
1年目	蓄熱	推定 冷水流量：50 m ³ /h 運転期間：4 months	411.0 GJ	47.4 GJ	8.7				
		実績 冷水流量：50 m ³ /h 運転期間：2 months	213.4 GJ	27.0 GJ	7.9				
	採熱	推定 コイル冷水出口温度：23 °C				146.0 GJ	9.6 GJ	15.2	2.56
		実績 コイル冷水出口温度：23 °C				145.1 GJ	13.2 GJ	11.0	3.61
2年目	蓄熱	推定 冷水流量：30 m ³ /h 運転期間：4 months	415.2 GJ	36.0 GJ	11.5				
		実績 冷水流量：45m ³ /h 運転期間：3 months	374.1 GJ	55.5 GJ	6.7				
	採熱	推定 コイル冷水出口温度：25 °C				195.0 GJ	15.4 GJ	12.7	3.79
		実績 コイル冷水出口温度：25 °C バイパス弁開放				205.1 GJ	8.9 GJ	23.0	3.18
3年目	蓄熱	推定 冷水流量：30 m ³ /h 冷却塔ファンインパータ値：50 % 運転期間：3 months	279.4 GJ	21.9 GJ	12.8				
		実績 冷水流量：30 m ³ /h 冷却塔ファンインパータ値：50 % 運転期間：3 months	280.3 GJ	22.8 GJ	12.3				
	採熱	推定 冷水流量：15 m ³ /h				197.5 GJ	3.70 GJ	53.4	7.71
		実績 冷水流量：15 m ³ /h				189.9 GJ	3.75 GJ	50.6	7.15

本章に関する既発表論文

審査付論文

5-a) M. Miyata, H. Yoshida, T. Yasuoka, T. Takegawa, Y. Nagura, Y. Kobayashi, J. Kim: Optimal Operation for HVAC system with seasonal underground thermal storage system, Building Simulation, 10th International Conference, Beijing, pp.1991-1998, 2007.9

会議論文

5-b) M. Masato, H. Yoshida, T. Yasuoka, T. Takegawa, Y. Nagura, Y. Kobayashi, J. Kim: Development of a Simulation Tool for the Commissioning of a HVAC system with Seasonal Thermal Storage, National conference on Building Commissioning, Chicago, 2007.5

口頭発表論文

5-c) 宮田征門, 吉田治典, 安岡稔弘, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀, 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 2) シミュレーションによるシステム運転方法の検討, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 267-270, 2006. 9

5-d) 宮田征門, 吉田治典, 安岡稔弘, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 2) シミュレーションによるシステムの運転方法の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp1301-1302, 2006. 9

5-e) 宮田征門, 吉田治典, 李博, 安岡稔弘, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀, 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 1)～(その 2), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 73-80, 2007. 3

5-f) 宮田征門, 吉田治典, 李博, 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 3)～(その 5), 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp. 1213～1218, 2007. 8

5-g) 宮田征門, 吉田治典, 李博, 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 3)～(その 4), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp. 1761-1768, 2007. 9

参考文献

5-1) 相賀洋, 石野久彌, 三小田憲司, 富家貞男: ボアホール地中熱交換器を用いた地中地盤蓄熱システムの性能評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, 第 555 号, pp77-84, 2002. 5

5-2) 葛隆夫, 長野克則, 武田清香: 土壌熱源ヒートポンプシステム設計・性能予測ツールに関する研究, 第 2 報—複数埋設管への設計・性能予測ツールの拡張, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 111, pp43-51, 2006. 10

- 5-3) 関根賢太郎, 大岡龍三, 生天目泰: 場所打ち杭を用いた地中熱空調システムの普及・実用化に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 115, pp43-49, 2006. 10
- 5-4) Cane, R. L. D., D. A. Forgas: Modeling of ground source heat pump performance, ASHRAE Transactions 97(1), pp.909-925, 1991
- 5-5) Rottmayer, S. P., W. A. Beckman, and J. W. Mitchell: Simulation of a single vertical U-tube ground heat exchanger in an infinite medium. ASHRAE Transactions 103(2), pp.651-658, 1997
- 5-6) Yavuzturk, C., J.D. Spitler, S.J. Rees: A Transient Two-dimensional Finite Volume Model for the Simulation of Vertical U-tube Ground Heat Exchangers, ASHRAE Transactions 105(2), pp.465-474, 1999

第6章 シミュレーションを利用した補正ベースライン推定手法

6.1 はじめに

建物のエネルギー消費量は気象条件や建物の運用条件によって変動するため、省エネルギー量をこれら変動要因（以後、これを説明変数とする）の影響を合理的に評価する手法、つまり、改修しないとした場合のエネルギー消費量（これをベースラインと呼ぶ）を改修後の説明変数で補正し（これを補正ベースラインと呼ぶ）、これと実際の消費量との差として省エネルギー量を求める手法が必要である。国際性能計測・検証議定書(IPMVP, International Performance Measurement and Verification Protocol)では、補正ベースラインを求める方法として、1)定格エネルギー消費量に運転時間を乗じて求める方法、2)エネルギー消費量を短期間計測して平均的なエネルギー消費量を求め、これに運転時間を乗じて求める方法、3)エネルギー消費量と変動要因の実績値より回帰式を作成して求める方法、4)シミュレーションによる方法を挙げ、これらをそれぞれ Option A,B,C,D と呼んでいる。その中でも、シミュレーションによる方法 (Option D) は、現在多くの事業者が用いている簡単な回帰式による方法 (Option C) と比べて必要な情報と労力は増えるが、様々な気象条件や建物の運用条件の変化を考慮して補正ベースラインを求めることができ、より合理的な省エネルギー量の推定ができる。しかし、適用事例は少なく、どのようにシミュレーションを作成しベースラインを推定するかは確立されていない。

補正ベースラインをどのように推定するかは、建物の省エネルギーを促進する事業として期待されている ESCO (Energy Service Company) 事業を実施するうえでの大きな課題となっている。我が国の ESCO 事業では、達成した省エネルギー量によって ESCO 事業者と事業委託者の利益が変化するパフォーマンス契約が多いため、省エネルギー量の客観的かつ合理的な評価方法が求められている。そこで、本章では、まず、実 ESCO プロジェクトで使用されている補正ベースライン推定モデルに関して行った調査の結果を示し、現在 ESCO 事業者はどのようなモデルを使用し、どのような変数をエネルギー消費量の変動要因として取り上げているかを明らかにする。また、独自に作成した簡易なモデルや ASHRAE が提案するモデルと推定精度を比較して各社のモデルの特性を分析する。次に、気象条件や建物の運用条件を時々刻々と与えられるように改良した非定常熱負荷計算モデルとエネルギー消費量推定モデルを組み合わせるベースライン推定モデルを作成する手法を開発し、実建物に適用して手法の有効性を実証する。

6.2 実 ESCO プロジェクトにおけるベースライン補正手法の比較検討

計 12 件の実 ESCO プロジェクトで実際に使用している補正ベースライン推定モデルを紹介し、

これらの推定精度に関して考察する．非定常熱負荷計算によるシミュレーションを用いてモデルを作成する事業者もあるが，省エネルギー改修前のエネルギー消費量と説明変数の実績値を基にして回帰モデルを作成し補正ベースラインを求める簡易な方法が一般的によく使用される．しかし，モデルの式や次数，考慮すべき説明変数に関して定まった方法は提案されておらず，各事業者が独自のモデルで補正ベースラインを推定しているのが現状である．

本節では，ESCO 事業者のモデルの推定精度と，外気温のみを説明変数とする単純な回帰モデルの推定精度を比較し，外気温以外の説明変数を取り入れることで，どの程度モデルの精度が向上するかを明らかにする．また，中間期を考慮できる ASHRAE のモデル式を用いたモデルを作成し，ESCO 事業者のモデルと推定精度を比較する．更に，通常用いる月積算の計測値ではなく，日積算の計測値を用いてモデルの係数を定めれば精度がどの程度向上するかを考察する．

6.2.1 分析対象とした各種ベースライン推定手法

5 つの ESCO 事業者（事業者 α , β , γ , ε , η とする）が省エネルギー改修を行った 12 施設（建物 A, B, ..., L とする）に関して考察を行う．各建物の情報を表 6.1 に示す．事業者 α , β , γ , ε は過去の実績値より回帰モデルを作成して補正ベースラインを求めており，事業者 η は非定常熱負荷計算によるシミュレーションを利用してモデルを作成し，補正ベースラインを求めている．これらの建物で ESCO 事業の対象となるのは，電力消費量，ガス消費量，灯油消費量と水道使用量である．本研究ではこれらをまとめてエネルギー消費量と呼び，その各々を要素と呼ぶ．以後，ESCO 事業者の補正ベースライン推定モデルを ESCO モデルと呼ぶ．

表 6.1 分析対象事業者

事業者	建物	建物用途	延床面積[m ²]	熱源機器(ESCO事業実施前)
α	A	病院	40,164	ガス吸収冷温水機(550RT), 冷温水同時取出型 ガス冷温水機(350RT), 蒸気温水熱交換器(400RT) ガス焚高压ボイラ(換算蒸発量3000kg/h×2台)
	B	病院	31,180	ターボ冷凍機(560RT), 蒸気焚吸収冷凍機(710RT) 蒸気温水熱交換器(1090RT) ガス焚高压ボイラ(換算蒸発量6000kg/h×3台)
β	C	複合施設	8,344	ガス灯油焚き吸収冷温水機(300RT) ガス灯油切替専焼方式ボイラ(150RT)
	D	病院	68,841	ガス吸収冷温水機(2000RT), 空冷ヒートポンプ(450RT) ガス焚蒸気ボイラ(換算蒸発量3600kg/h×3台)
	E	複合施設	21,585	ガス吸収冷温水機(540RT)
γ	F	庁舎	21,084	ガス吸収冷温水機(620RT)
ε	G	複合施設	18,738	ガス吸収冷温水機(640RT)
η	H	事務所	7,271	ガス吸収冷温水機(280RT)
	I	事務所	7,783	ガス吸収冷温水機(160RT)
	J	事務所	7,695	ガス吸収冷温水機(320RT)
	K	事務所	6,605	ガス吸収冷温水機(198RT)
	L	展示場	30,512	ガス吸収冷温水機(840RT)

(1) 回帰モデルによる補正ベースラインの推定

事業者 $\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon$ は、省エネルギー改修前 3 年間の各月のエネルギー消費量と各事業者が選んだ説明変数の実績値を用いて回帰モデルを作成し、これを用いて補正ベースラインを求めている。ESCO 各社が使用しているモデル式を以下に示す。本報告では、回帰式の説明変数を外気温と外気温以外に分けて考える。

1) 定数

$$E_{e,m} = a_0 \quad \dots\dots (6.1)$$

2) 定数と外気温以外の説明変数の 1 次式

$$E_{e,m} = a_0 + \sum_{i=1}^n b_i X_{i,m} \quad \dots\dots (6.2)$$

3) 外気温の 1 次式

$$E_{e,m} = a_1 \theta_{o,m} + a_0 \quad \dots\dots (6.3)$$

4) 外気温と外気温以外の説明変数の 1 次式

$$E_{e,m} = a_2 \theta_{o,m}^2 + a_1 \theta_{o,m} + a_0 \quad \dots\dots (6.4)$$

5) 外気温の 2 次式

$$E_{e,m} = a_1 \theta_{o,m} + a_0 + \sum_{i=1}^n b_i X_{i,m} \quad \dots\dots (6.5)$$

ここで、

$E_{e,m}$: m 月の補正ベースラインの推定値	[電力 : kWh, ガス : Nm ³ , 灯油 : ℓ, 水道 : m ³]
a_i, b_i	: モデル係数	[-]
n	: 外気温以外の説明変数の個数	[-]
$X_{i,m}$: m 月の外気温以外の説明変数の月平均値 (単位は, 説明変数によって異なる)	
$\theta_{o,m}$: m 月の月平均外気温	[°C]

各社の補正ベースライン推定モデルのモデル式, 取り入れている外気温以外の説明変数, 日数補正の有無を表 6.2 に示す。月日数補正, 稼働日数補正とは, モデルの係数を定める際に使用する実績値 $E_{r,m}$ を, 各月の日数 d_m [日], 設備の稼働日数 d_{eq} [日] を用いて式 (6.6), (6.7) で補正し, かつ推定モデルより求めた補正ベースライン $E_{e,m}$ を式 (6.8), (6.9) で更に補正することをいう。

$$E_{rd,m} = \frac{30}{d_m} E_{r,m} \quad \dots\dots (6.6)$$

$$E_{rd,m} = \frac{30}{d_{eq}} E_{r,m} \quad \dots\dots (6.7)$$

$$E_{ed,m} = \frac{d_m}{30} E_{e,m} \quad \dots\dots (6.8)$$

$$E_{ed,m} = \frac{d_{eq}}{30} E_{e,m} \quad \dots\dots (6.9)$$

ここで,

- $E_{rd,m}$: 日数補正したエネルギー消費量の実績値
- $E_{r,m}$: m 月のエネルギー消費量の実績値
- $E_{ed,m}$: 日数補正した補正ベースラインの推定値

上記 3 つの E の単位は[電力 : kWh, ガス : Nm³, 灯油 : ℓ, 水道 : m³]

全ての事業者が電力, ガス, 水道, 灯油に分けて推定モデルを作成しており, 建物 B では灯油を更に空調用とボイラ用に, 建物 D では水道を空調用と一般用に分けてモデル化している. 建物 A のガスと水道, 建物 D の水道(一般), 建物 F の電力は通年で一つの係数を定め, これら以外は夏期と冬期に分けて係数を定めている. ただし, どのようにモデルの係数が定められたかは公開されておらず, 経験的判断による係数の修正, パラメータ推定における計算ミス, 用いるデータの異常値判断などがある可能性もある.

(2) シミュレーションによる補正ベースラインの推定

事業者 η はシミュレーションを利用して補正ベースライン推定モデルを作成している. モデル式は次式である.

$$E_{e,m} = \overline{E_{r,m}} + a_{1,m}(\theta_{o,m} - \overline{\theta_{o,m}}) + \sum_{i=1}^n b_{i,m}(X_{i,m} - \overline{X_{i,m}}) \quad \dots\dots (6.10)$$

ここで,

- $\overline{E_{e,m}}$: 月積算エネルギー消費量の改修前 3 年間の平均値
[電力 : kWh, ガス : Nm³, 灯油 : ℓ, 水道 : m³]
- $\overline{\theta_{o,m}}$: $\theta_{o,m}$ の改修前 3 年間の平均値 [°C]
- $\overline{X_{i,m}}$: $X_{i,m}$ の改修前 3 年間の平均値 (単位は説明変数によって異なる)

シミュレーションにより, 外気温, 職員数, 空調機器稼働時間が変化した時のエネルギー消費量の変化を求め, これを基にモデル式のモデル係数 $a_{1,m}$, $b_{i,m}$ を定める. モデル係数は月毎に定めている.

この手法は, 係数の数が非常に多く(表 6.2), 回帰モデルによる手法とは大きく異なる. しかし, 係数の決定方法は公開されておらず, その手法を詳しく分析することはできない.

表 6.2 ESCO 各社の補正ベースライン推定モデル

(■は、その説明変数や日数補正がモデルに取り入れられていることを示す)

事業者	建物	要素	過去3年間の 積算光熱水費 〔億円〕	推定モデル		説明 変数 の数	外気温以外の説明変数							日数補正						
				期間	モデル 式		人員			稼働時間		室使用		月日数 補正	稼働 日数					
							職員	入院者	外来者	熱源	空調機	回数	率							
α	A	電力	5.253	夏期（6～9月）	式(4)	2		■												
				冬期（10～5月）	式(4)	2		■												
		ガス	2.964	通年	式(5)	1														
		水道	1.533	通年	式(3)	1														
	B	電力	4.777	夏期（5～10月）	式(3)	1														
				冬期（11～4月）	式(3)	1														
		ガス	2.812	夏期（5～10月）	式(3)	1														
				冬期（11～4月）	式(3)	1														
水道		1.287	夏期（5～10月）	式(4)	2		■													
			冬期（11～4月）	式(2)	1		■													
β	C	電力	0.464	夏期（5～10月）	式(5)	1								■	■					
				冬期（11～4月）	式(5)	1								■	■					
		ガス（空調）	0.070	夏期（5～10月）	式(3)	1								■	■					
				冬期（11～4月）	式(1)	0														
		灯油（冷温水機）	0.007	夏期（5～10月）	式(1)	0														
				冬期（11～4月）	式(5)	1								■	■					
	D	灯油（ボイラ）	0.025	夏期（5～10月）	式(5)	1									■	■				
				冬期（11～4月）	式(3)	1									■	■				
		電力	5.125	夏期（5～10月）	式(5)	1									■					
				冬期（11～4月）	式(1)	0									■					
		ガス	2.390	夏期（5～10月）	式(5)	1									■					
				冬期（11～4月）	式(5)	1									■					
	E	水道（空調）	0.107	夏期（5～10月）	式(5)	1									■					
				冬期（11～4月）	式(1)	0														
		水道（一般）	1.326	通年	式(2)	3	■	■	■						■					
		電力	1.042	夏期（4～10月）	式(5)	1									■					
				冬期（11～3月）	式(4)	2						■			■					
		ガス（空調）	0.328	夏期（4～10月）	式(5)	1									■					
		冬期（11～3月）	式(4)	2						■			■							
F	水道	0.335	夏期（4～10月）	式(5)	1									■						
			冬期（11～3月）	式(1)	0									■						
	電力	1.077	通年	式(5)	1															
	ガス（空調）	0.330	夏期（5～10月）	式(4)	2				■											
			冬期（11～4月）	式(4)	2				■											
	水道	0.323	夏期（5～10月）	式(3)	1															
		冬期（11～4月）	式(1)	0																
ε	G	ガス（空調）	0.227	夏期（6～9月）	式(4)	2								■						
				冬期（10～5月）	式(4)	2								■						
		水道	0.139	夏期（6～9月）	式(4)	2								■						
				冬期（10～5月）	式(1)	0														
η	H	電力	0.109	各月	式(10)	15	■				■	■								
			ガス（空調）	0.057	各月	式(10)	9	■				■	■							
			水道	0.038	各月	式(10)	15	■				■	■							
	I	電力	0.173	各月	式(10)	25	■					■	■							
			ガス（空調）	0.027	各月	式(10)	14	■					■	■						
			水道	0.033	各月	式(10)	25	■					■	■						
	J	電力	0.132	各月	式(10)	11	■						■	■						
			ガス（空調）	0.045	各月	式(10)	7	■						■	■					
			水道	0.023	各月	式(10)	11	■						■	■					
	K	電力	0.112	各月	式(10)	15	■							■	■					
			ガス（空調）	0.008	各月	式(10)	9	■							■	■				
			水道	0.038	各月	式(10)	15	■							■	■				
	L	電力	0.590	各月	式(10)	59	■								■	■				
			ガス（空調）	0.108	各月	式(10)	33	■								■	■			
			水道	0.128	各月	式(10)	59	■								■	■			

6.2.2 各種ベースライン補正手法の比較

(1) ESCO 各社の推定モデルと単純なモデルの比較

ESCO モデルと、筆者らが作成した外気温のみを説明変数とする単純な回帰モデル（以後、単純モデルと呼ぶ）の推定精度を比較し、外気温以外の説明変数や日数補正がモデルの精度にどれ程貢献しているかを調べる。単純モデルのモデル式は、ESCO モデルが式(6.1)か式(6.2)であれば式(6.1)を、式(6.3)か式(6.4)、式(6.10)であれば式(6.3)を、式(6.5)であれば式(6.5)を用いる。単純モデルの係数は最小二乗法で求める。本報告では、全 ESCO 事業者より、実際に使用している ESCO モデルの係数、モデルを作成する際に用いたエネルギー消費量 $E_{r,m}$ 、説明変数 $\theta_{o,m}$ 、 $X_{i,m}$ を得ている。改修前 3 年間の $\theta_{o,m}$ と $X_{i,m}$ をモデルに入力して得られる $E_{e,m}$ と、真値 $E_{r,m}$ との差で各モデルの推定精度を評価する。夏期の相対誤差 $e_{r,s}$ [-]、冬期の相対誤差 $e_{r,w}$ [-]、年間の相対誤差 $e_{r,y}$ [-] をそれぞれ次式(6.11)～(6.12)で定義する。

$$e_{r,s} = \sqrt{\left\{ \sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,s}}^{m_{e,s}} (E_{e,i,j} - E_{r,i,j})^2 \right\} / 3n_s} / \left\{ \left(\sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,s}}^{m_{e,s}} E_{r,i,j} \right) / 3n_s \right\} \quad \dots\dots (6.11)$$

$$e_{r,y} = \frac{\left\{ \left(\sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,s}}^{m_{e,s}} E_{r,i,j} \right) / 3n_s \right\} e_{r,s} + \left\{ \left(\sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,w}}^{m_{e,w}} E_{r,i,j} \right) / 3n_w \right\} e_{r,w}}{\left(\sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,s}}^{m_{e,s}} E_{r,i,j} \right) / 3n_s + \left(\sum_{j=1}^3 \sum_{i=m_{s,w}}^{m_{e,w}} E_{r,i,j} \right) / 3n_w} \quad \dots\dots (6.12)$$

ここで、

$m_{s,s}$: 夏期の開始月	[-]
$m_{e,s}$: 夏期の終了月	[-]
n_s	: 夏期の月の数	[-]
$E_{e,i,j}$: 改修 j 年前の m 月の補正ベースライン推定値	
$E_{r,i,j}$: 改修 j 年前の m 月の補正ベースライン実績値	

上記 2 つの E の単位は[電力 : kWh, ガス : Nm³, 灯油 : ℓ, 水道 : m³]

$m_{s,w}$: 冬期の開始月	[-]
$m_{e,w}$: 冬期の終了月	[-]
n_w	: 冬期の月の数	[-]
C_c	: 改修前 3 年間の積算光熱水費	[円/3 年]
$\overline{C_c}$: 全要素の C_c の平均値	[円/3 年]

ただし、式(6.11)の添字 s は冬期の場合 w とする。ESCO モデルは業者の区分に従い表 6.2 に示すように夏期と冬期に分け、単純モデルは、5～10 月を夏期、11 月～4 月を冬期とした。

また、各要素の改修前 3 年間の積算光熱水費 C_c [円/3 年] (表 6.2) を用いて、コストで重み付けた誤差 $Y_{c,y}$ [-] を次式で定義する。

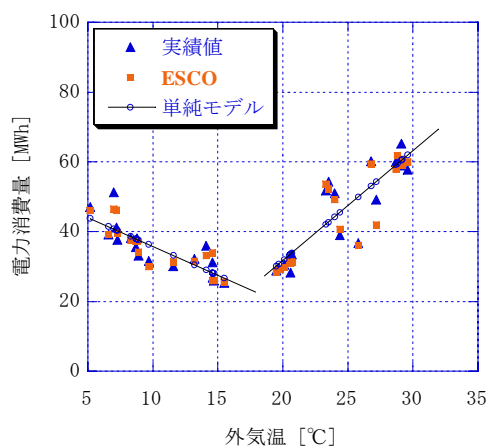


図 6.1 建物 H の電力消費量(散布図)

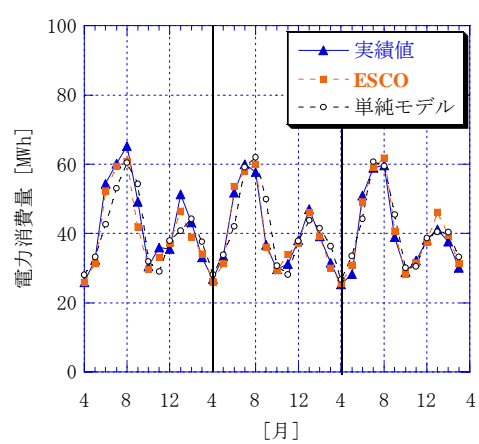


図 6.2 建物 H の電力消費量(時系列)

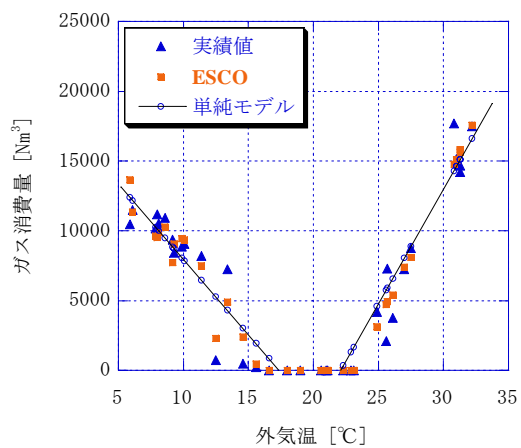


図 6.3 建物 G のガス消費量(散布図)

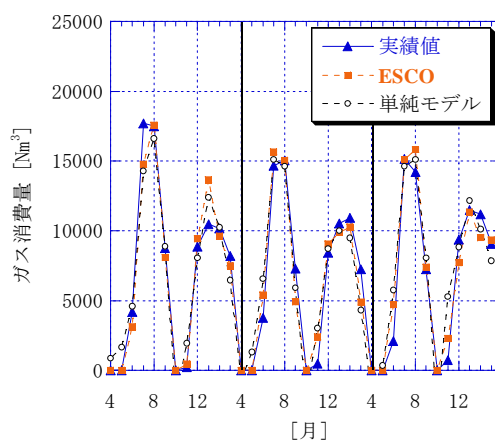


図 6.4 建物 G のガス消費量(時系列)

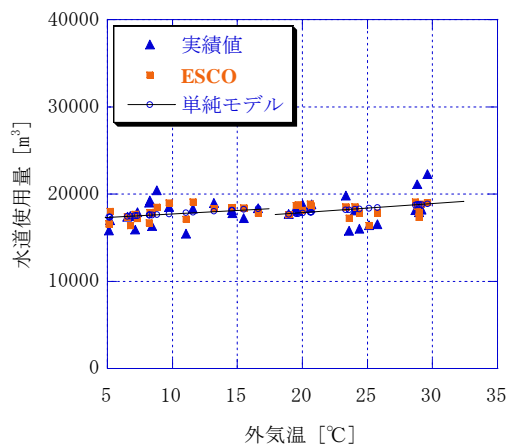


図 6.5 建物 D の水道消費量(散布図)

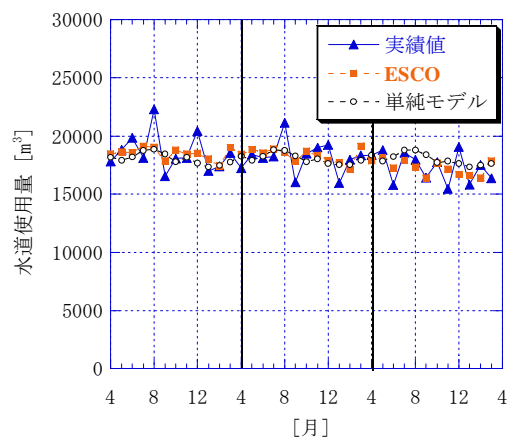


図 6.6 建物 D の水道消費量(時系列)

$$Y_{c,y} = \frac{C_c}{C_c} e_{r,y} \quad \dots\dots (6.13)$$

ESCO 事業者より提供された ESCO モデルの係数と $E_{r,m}$, $\theta_{o,m}$, $X_{i,m}$ の実測値を用いて, ESCO モデルによる $E_{e,m}$ と単純モデルによる $E_{e,m}$ を求める. 図 6.1~6 に建物 H の電力消費量, 建物 G のガス消費量, 建物 D の水道使用量の $E_{r,m}$ と $E_{e,m}$ を示す. また, 図 6.7, 8 に ESCO モデルと単純モデルの $e_{r,s}$, $e_{r,w}$ を, 図 6.9~13 に $e_{r,y}$ を, 図 6.14 に $Y_{c,y}$ を示す. 以下に得られた知見をまとめる.

- 1) 説明変数が外気温のみで, 日数補正を行わないモデルの場合, ESCO モデルと単純モデルの推定精度は等しくなるはずであるが, 僅かに差が見られる(図 6.9). ESCO モデルの方が精度が悪い要因にはパラメータ推定における計算ミスなどが, 良い要因には用いるデータの異常値判断などが考えられるが, 係数決定のプロセスが公開されていないため, 詳しく誤差の要因を分析することは困難である.
- 2) 外気温以外の説明変数を取り入れた ESCO モデルの $e_{r,y}$ は, 単純モデルと比べて約 5.2%(17.1→11.9%)小さい(図 6.10). 特に, 建物 G のガス消費量は室の使用率を説明変数として取り入れることで約 8.5%(25.8→17.2%)推定精度が向上している.
- 3) 日数補正をするモデルと単純モデルの $e_{r,y}$ の差は約 1.0%(11.8→12.8%)となった(図 6.11). 今回分析した建物では, 日数補正は補正ベースラインの推定精度に僅かしか影響を与えない.
- 4) シミュレーションの結果をもとに作成したモデルは, 単純モデルと比べて平均で約 1.2%(11.9→10.7%)誤差が小さい(図 6.13). このモデルは係数の数が多く, 実績値に合わせ易いが, 推定精度は単純モデルと余り変わらない. 建物 H の電力消費量の誤差は ESCO モデルの方が約 6.1%(12.0→5.9%)小さいが, 単純モデルの方が精度が良い要素もある. しかし, 手法が公開されておらず係数の決定方法が判らないため, 誤差の要因を分析することは困難である.
- 5) $Y_{c,y}$ で比較すると, 建物 D のガス消費量は約 2.2%(15.2→17.4%), 建物 G のガス消費量は約 2.3%(4.6→6.9%), ESCO モデルの方が精度が良い(図 6.14). 一方, 建物 B の電力消費量は約 2.5%(32.0→29.5%), 建物 B のガス消費量は約 2.3%(46.7→44.4%)単純モデルの方が精度が良い.

(2) ASHRAE のモデル式による検討

ASHRAE では, 実績値を用いて補正ベースラインのモデル式を自動的に作成するツールを開発し配布している³⁾. 本章では, このツールを利用してモデルを作成し, ESCO モデルと比較する.

ASHRAE のモデル式を以下に示す.

1) 4P モデル

$$E_{e,m} = a_1 + a_2(\theta_{o,m} - a_4)^- + a_3(\theta_{o,m} - a_4)^+ \quad \dots\dots (6.14)$$

2) 4PMVR モデル

$$E_{e,m} = a_1 + a_2(\theta_{o,m} - a_4)^- + a_3(\theta_{o,m} - a_4)^+ + \sum_{i=1}^n b_i X_{i,m} \quad \dots\dots (6.15)$$

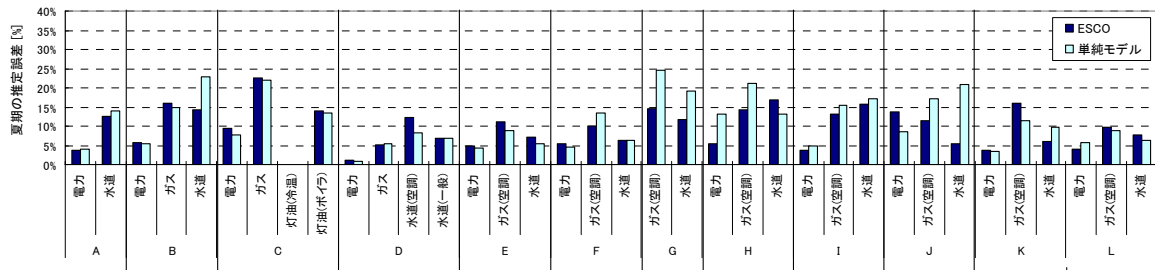


図 6.7 ESCO モデルと単純モデルとの推定精度の比較（夏期の推定誤差）

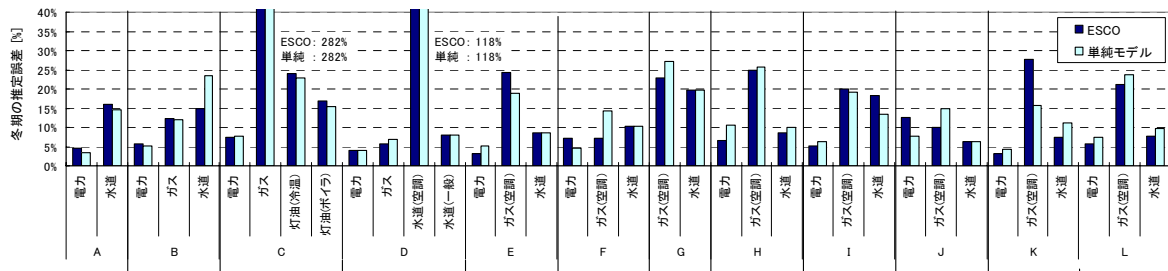


図 6.8 ESCO モデルと単純モデルとの推定精度の比較（冬期の推定誤差）

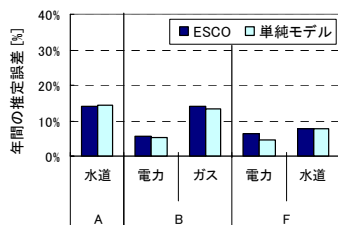


図 6.9 $e_{r,y}$ の比較

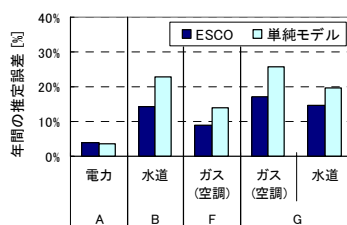


図 6.10 $e_{r,y}$ の比較

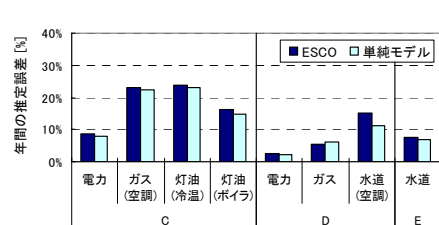


図 6.11 $e_{r,y}$ の比較

(説明変数が外気温のみのモデル) (外気温以外の説明変数があるモデル) (日数補正を行ったモデル)

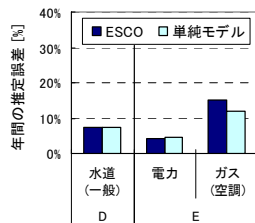


図 6.12 $e_{r,y}$ の比較

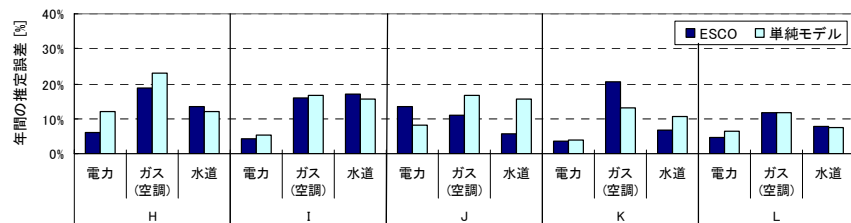


図 6.13 $e_{r,y}$ の比較（シミュレーションにより作成したモデル）

(外気温以外の説明変数と日数補正を考慮したモデル)

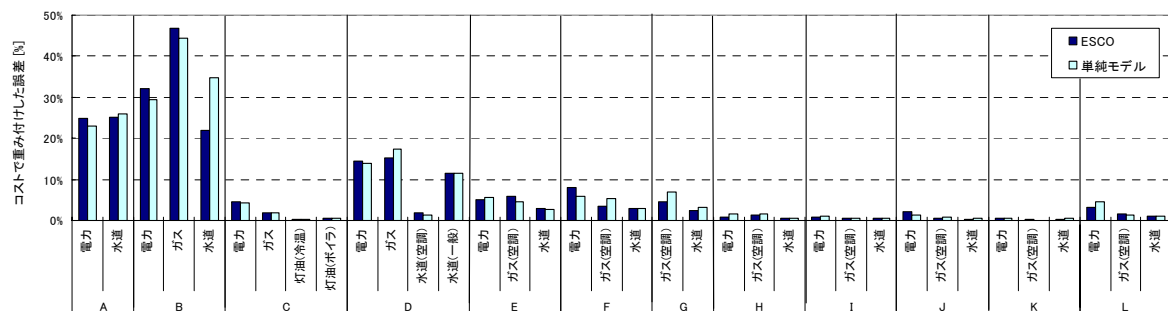


図 6.14 ESCO モデルと単純モデルの推定誤差をコストで重み付けした誤差

3) 5P モデル

$$E_{e,m} = a_1 + a_2(\theta_{o,m} - a_4)^- + a_3(\theta_{o,m} - a_5)^+ \quad \cdots \cdots (6.16)$$

4) 5PMVR モデル

$$E_{e,m} = a_1 + a_2(\theta_{o,m} - a_4)^- + a_3(\theta_{o,m} - a_5)^+ + \sum_{i=1}^n b_i X_{i,m} \quad \cdots \cdots (6.17)$$

ただし,

$$(x-a)^+ = \begin{cases} 0 & (a > x) \\ x-a & (a \leq x) \end{cases} \quad \cdots \cdots (6.18)$$

$$(x-a)^- = \begin{cases} x-a & (x \leq a) \\ 0 & (x > a) \end{cases} \quad \cdots \cdots (6.19)$$

ASHRAE のモデルの特徴は、中間期のエネルギー消費量を考慮している点である。4P モデル、5P モデルの概形を図 6.15, 16 に示す。4P モデルは 1 年間を夏期と冬期に分けてモデル化を行う。5P モデルは通年で一つのモデルとなるように連続した関数となっている。4PMVR モデル、5PMVR モデルは外気温以外の説明変数を組み込むことができる。

各建物の実績値より 4P, 5P モデルを作成した。本報告では、ESCO 事業者が外気温以外の説明変数を考慮してモデル化している要素に対しても、外気温以外の説明変数を考慮せずとも ASHRAE の手法を適用すれば精度が向上する可能性もあるので、説明変数が外気温のみである 4P, 5P モデルを適用した。また、ESCO モデルに外気温以外の説明変数が含まれる要素に関しては、4PMVR, 5PMVR モデルも作成した。ただし、このツールでは外気温以外の説明変数を 2 つまでしか入れられず、建物 C の水道使用量(一般)と建物 E~L の電力消費量、ガス消費量、水道使用量に関しては 4PMVR, 5PMVR モデルを作成できなかった。

図 6.17~22 に建物 B のガス消費量、建物 C の電力消費量、建物 K のガス消費量の $E_{e,m}$ と $E_{r,m}$ を示す。また、図 6.23~27 に ESCO モデルと 4P, 5P モデルの $e_{r,s}$, $e_{r,w}$, $e_{r,y}$ を、図 6.28, 29 に 4PMVR, 5PMVR モデルの $e_{r,y}$ を示す。得られた知見を以下にまとめる。

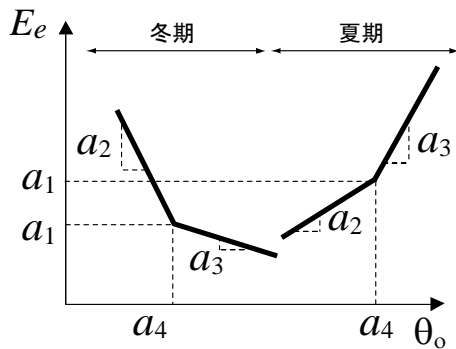


図 6.15 ASHRAE 4P モデル

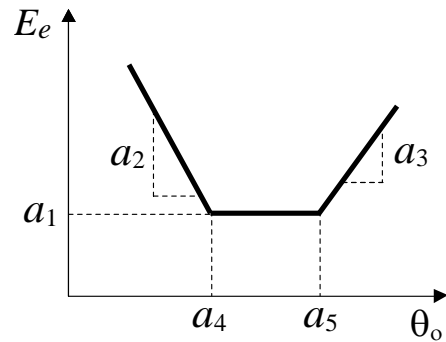


図 6.16 ASHRAE 5P モデル

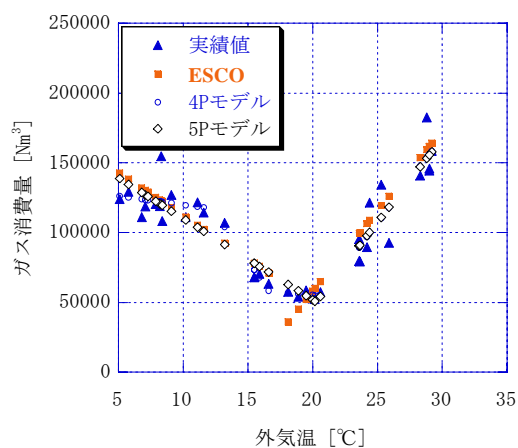


図 6.17 建物 B のガス消費量(散布図)

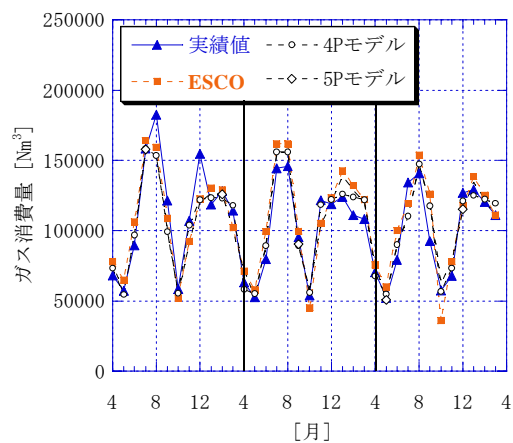


図 6.18 建物 B のガス消費量(時系列)

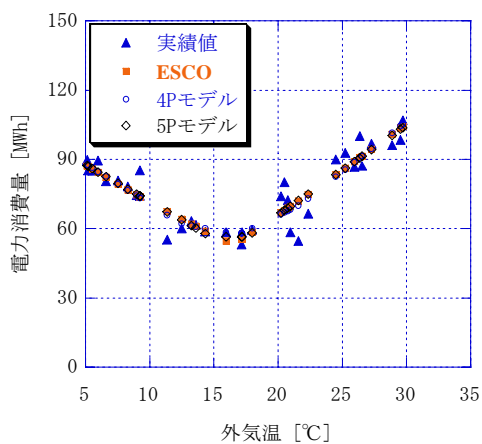


図 6.19 建物 C の電力消費量(散布図)

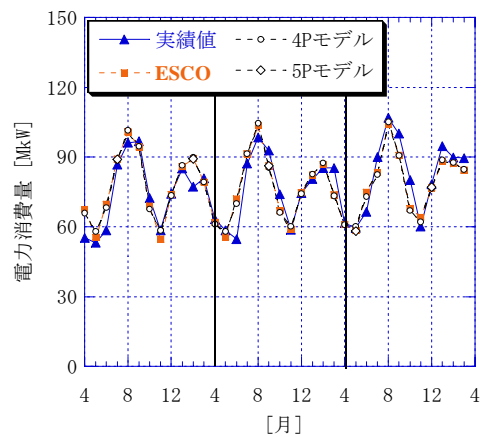


図 6.20 建物 C の電力消費量(時系列)

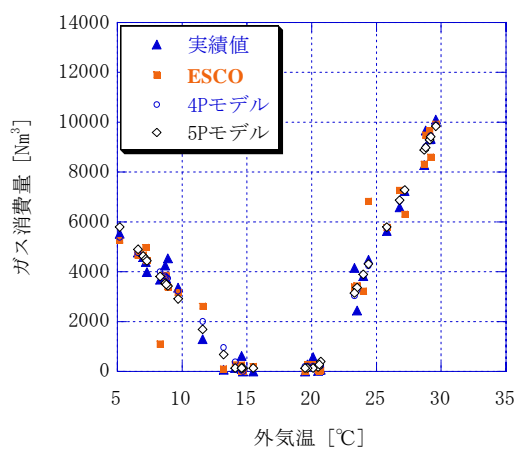


図 6.21 建物 K のガス消費量(散布図)

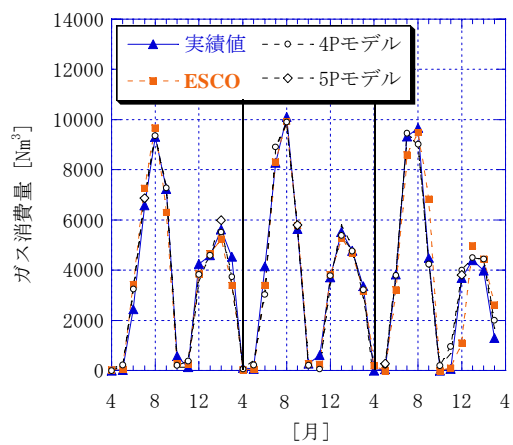


図 6.22 建物 K のガス消費量(時系列)

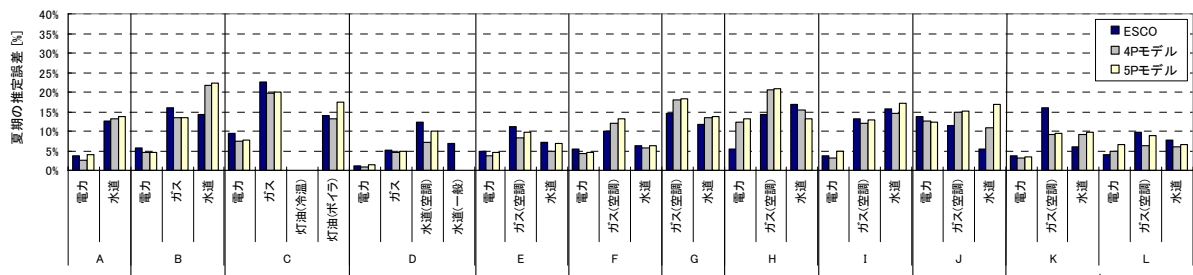


図 6.23 ESCO モデルと 4P, 5P モデルとの推定精度の比較 (夏期の推定誤差)

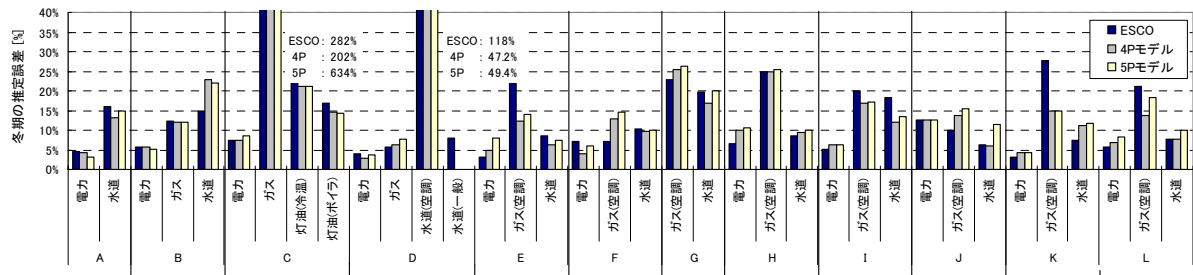


図 6.24 ESCO モデルと 4P, 5P モデルとの推定精度の比較 (冬期の推定誤差)

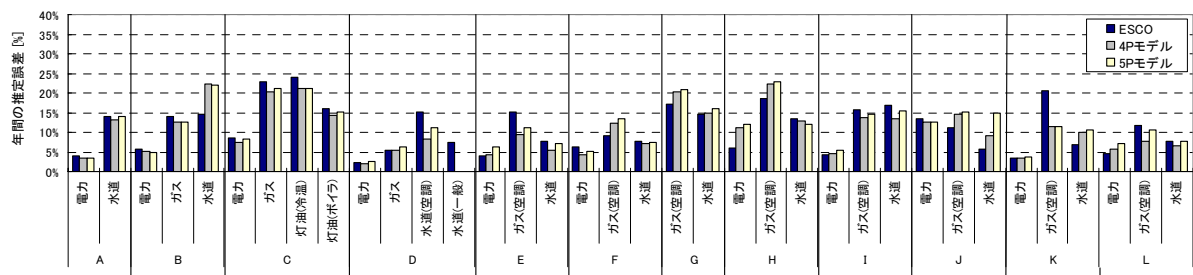


図 6.25 ESCO モデルと 4P, 5P モデルとの推定精度の比較 (年間の推定誤差)

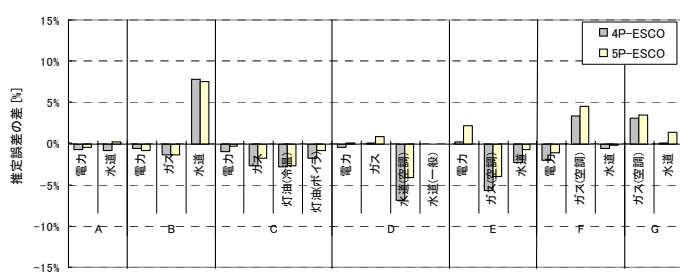


図 6.26 回帰式による ESCO モデルと 4P, 5P モデルの $e_{r,y}$ の差

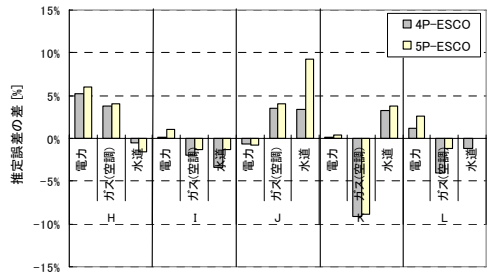


図 6.27 シミュレーションによる ESCO モデルと 4P, 5P モデルの $e_{r,y}$ の差

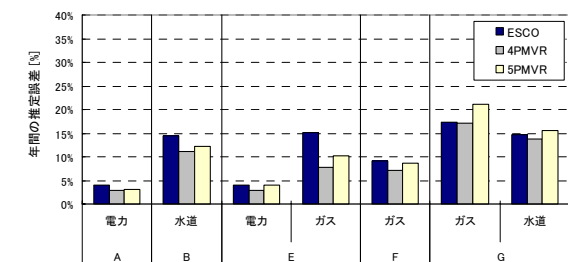


図 6.25 ESCO モデルと 4PMVR, 5PMVR モデルの $e_{r,y}$

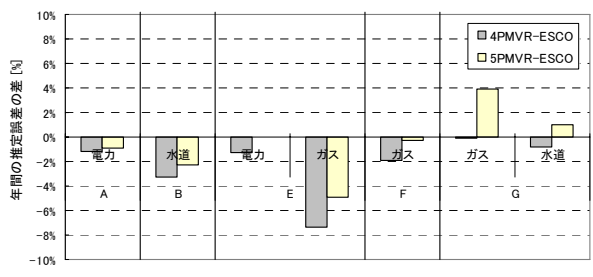


図 6.25 ESCO モデルと 4PMVR, 5PMVR モデルの $e_{r,y}$

- 1) ESCO モデルと 4P, 5P モデルで $e_{r,y}$ を比較すると、4P, 5P モデルの方が精度が良いものが多い。
建物 E のガスは 4P モデルで約 5.7% (15.1→9.4%), 5P モデルで約 4.0% (15.1→11.1%) 精度が向上している。これは、4P, 5P モデルは係数の数が多く (4P モデルでは年間で 8 個、5P モデルでは 5 個)、中間期のエネルギー消費量も推定できるためと考えられる。建物 F, G のガス消費量のように、ESCO モデルの方が精度が良い場合もあるが、これは ESCO モデルでは外気温以外の説明変数を考慮しているためである。一方、ESCO モデルでは外気温以外の説明変数を考慮している建物 A の電力消費量と建物 F のガス消費量に関しては、4P, 5P モデルの方が精度が良い。
- 2) シミュレーションの結果をもとに作成した ESCO モデルと 4P, 5P モデルで $e_{r,y}$ を比較すると、建物 H の電力消費量、建物 H, J のガス消費量では ESCO モデルの方が約 5.0% 小さい。一方、建物 K のガス消費量は、4P モデルでは約 9.1% (20.4→11.3%), 5P モデルでは約 8.9% (20.4→11.5%), ESCO モデルより精度が向上する。
- 3) ESCO モデルと 4PMVR, 5PMVR モデルで $e_{r,y}$ を比較すると、5PMVR で推定した建物 G のガス消費量と水道使用量以外は ASHRAE モデルの方が小さくなる。特に、建物 E のガス消費量は、4PMVR モデルでは約 6.4% (15.1→8.7%), 5PMVR モデルでは約 4.5% (15.1→10.6%), ESCO モデルよりも精度が良い。

(3) 日積算値を用いるメリットの有無に関する検討

多くの ESCO 事業では月積算値を用いて補正ベースライン推定モデルの係数を定めているが、より詳細な日積算値を用いて係数を定めれば、精度がどれほど向上するかを検討する。

分析対象建物のうち、建物 A のガス消費量は省エネルギー改修前 4 年間の日積算値が存在する。本報告ではこの値を用いて検討を行う。建物 A では、ガスは主に冷暖房と給湯のために使用される。この建物は病院であり、ガスは休日（土、日、祝日）でも消費される。事業者 α はモデルに式 (6.5) を選び、通年で 1 つのモデルを作成している。本報告でもこれに従いモデルを作成する。

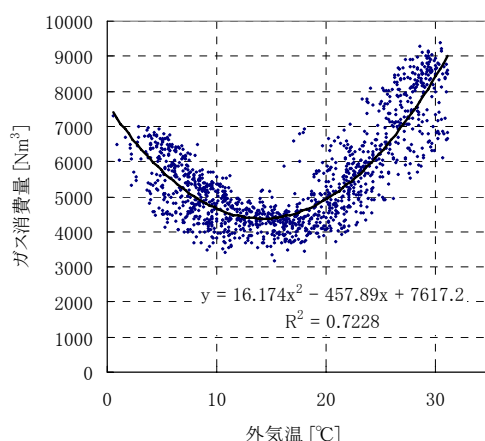


図 6.30 建物 A のガス消費量（日積算値）

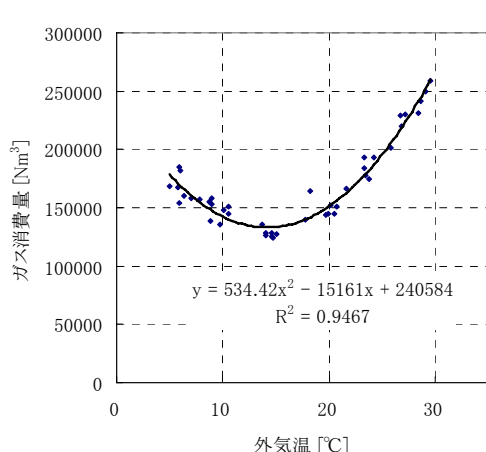


図 6.31 建物 A のガス消費量
(日積算値より作成した月積算値)

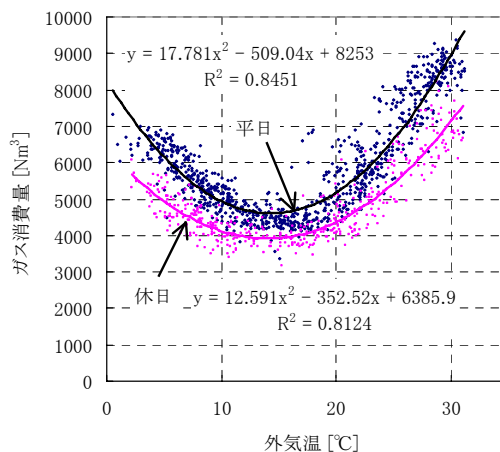


図 6.32 建物 A のガス消費量
(平日と休日を分離)

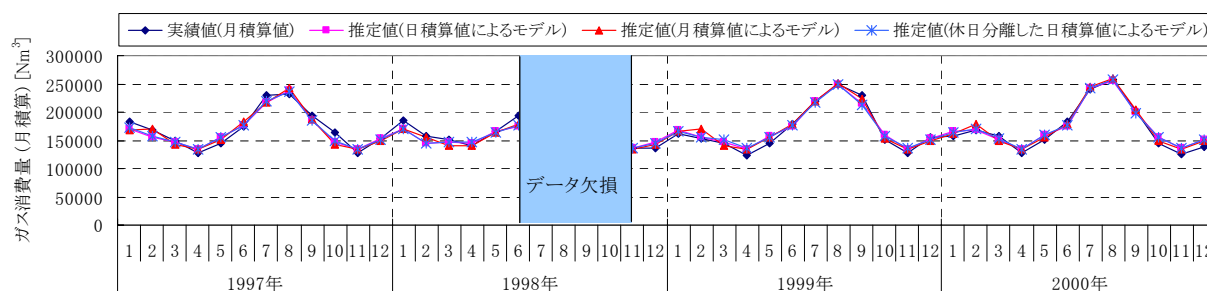


図 6.33 建物 A のガス消費量推定結果

ガス消費量の日積算値と外気温の関係を図 6.30 に、日積算値より作成した月積算値と外気温の関係を図 6.31 に、平日と休日に分離した日積算値の散布図を図 6.32 に示す。図より、休日の値は平日より約 20%小さいことが判る。まず、日積算値を変数とするモデルと月積算値を変数とするモデルを作成した。次に、日積算値を平日と休日に分離して推定するモデルも作成した。

各モデルで推定したガス消費量の月積算値の比較を図 6.33 に示す。実績値との相対誤差は、日積算値によるモデルでは 5.02%, 月積算値によるモデルでは 4.81%, 休日を分離したモデルでは 4.82%となる。休日を分離すれば精度は向上するが、月積算値によるモデルと殆ど同じ精度である。つまり、月積算値の推定が目的であれば、日積算値を用いるメリットは殆どない。ただし、毎日の建物の使用状況の変化を評価したい場合には、日積算値の推定も重要になる。

6.3 シミュレーションによる補正ベースライン推定

シミュレーションを利用して補正ベースラインを推定する手法を示し、実建物に適用してその有効性を検証する。前節で述べたとおり、多くの ESCO 事業者は簡単な回帰式による方法 (Option C)¹⁾を採用し、シミュレーションによる方法 (Option D)¹⁾の適用事例は少ない。Option D は、Option C と比べて必要な情報と労力は増えるが、様々な気象条件や建物の運用条件の変化を考慮してベースラインを求めることができ、より妥当な省エネルギー量の推定ができる。また、月積算での実績値しか入手できない建物では、Option C では月積算エネルギー消費量しか推定できないが、Option D ならば1時間毎のエネルギー消費量を推定できるため、例えば夜間電力の利用によるコストの削減を適切に推定できる。使用時間が室ごとに異なるテナントビルや非定期的に利用される複合施設に対しては、Option C による手法で補正ベースラインを推定することは難しいが、Option D では複雑な実建物の使用条件を考慮して補正ベースラインを推定することが可能である。

本節では、シミュレーションを利用して補正ベースラインを推定するモデルの作成法を示し、実建物においてエネルギー消費量の計測を行い、モデルの推定精度を検証する。特に、推定に必要な情報や計測値に関する詳細な検討を行い、入手できる情報のレベルによって推定精度がどの程度異なるかを考察する。

ベースライン推定モデルの概要を図 6.34 に示す。このモデルは熱負荷推定モデルとエネルギー消費量推定モデルから成る。熱負荷推定モデルでは非定常熱負荷計算を行い、建物の熱負荷を推定する。エネルギー消費量推定モデルは、空調システム機器とそれ以外の機器に分けてモデル化を行う。空調機器に関しては、エネルギー消費量が熱負荷の関数となるモデルを作成し、推定した熱負荷を用いてエネルギー消費量を推定する。空調システム以外の機器に関しては、カタログ値や既往研究による統計値を基にモデル化を行う。推定の計算時間間隔は1時間とする。

モデルの入力は、ベースラインの変動要因である気象データ（外気温湿度、直達日射量、全天日射量、風向、風速）、室内温湿度、外気取入量、運用スケジュール(空調、照明、OA機器、在室者)であり、出力は全エネルギー消費の補正ベースラインである。改修前の建物をモデル化し、このモデルに改修後の変動要因を入力して、補正ベースラインを求める。このモデルには一時間ごとに変動要因の値を入力することができ、実態に則した条件でエネルギー消費量が推定できる。

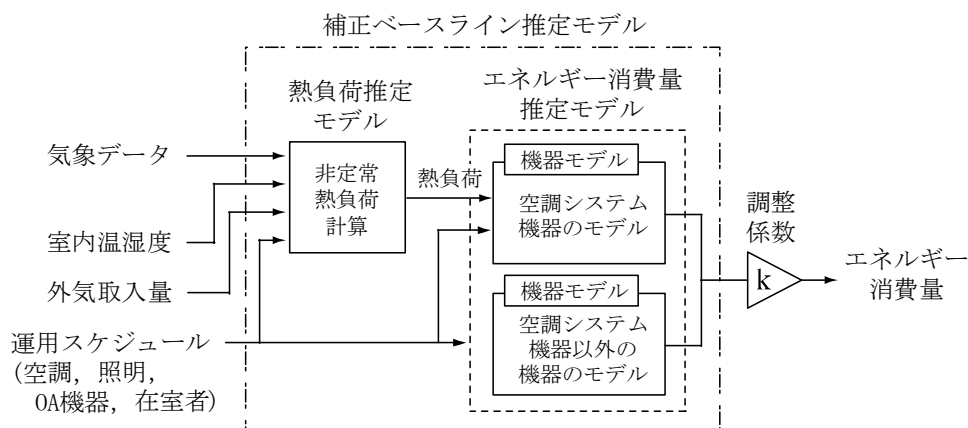


図 6.34 補正ベースライン推定モデル

モデルは設計図書や機器の性能曲線を基に作成するため、モデルで推定したエネルギー消費量と現実の消費量には誤差が生じる。本手法では次の 2 段階の誤差補正を行う。

- 1) 機器レベルのエネルギー消費量に関する計測データが入手可能な場合は、これを利用してモデルパラメータの補正を行う。
- 2) エネルギー会社の計量により必ず計測されている月積算エネルギー消費量の実績値を利用して、推定値の月積算値が実績値の月積算値とが一致するような補正係数 k を求め、モデル全体を補正する（これをトータルモデルの補正と呼ぶ）。

対象建物や機器に関する詳細な情報や実測値があれば、モデルパラメータの補正がより適切に行え、より推定精度の良いモデルを作成できる。しかし、改修前にこれらの情報や実測値を入手することは難しい。そこで、本研究では次の 3 つの近似法を適用して作成したモデルの推定精度を比較し、得られる情報のレベルがモデルの推定精度に与える影響を分析する。

(a) 第一レベル近似法

建物全体の月積算エネルギー消費量の計測値のみを用いる方法。このデータはエネルギー会社への精算のため必ず存在する。

(b) 第二レベル近似法

より細分化した系統毎の月積算値エネルギー消費量の計測値を用いる方法。BEMS や中央監視盤設備があれば、こうした計測がよくなされている。

(c) 第三レベル近似法

熱源など主要な機器のエネルギー特性の計測値や、建物近辺での気象データの計測値を用いる方法。BEMS や中央監視盤設備の設置に加えて、性能検証として短期的な計測を実施して得る場合がこれにあたる。

6.3.1 分析対象建物の概要

実建物に上記の 3 つの近似法による補正ベースライン推定モデルを適用し、推定精度を比較する。対象建物は大阪府枚方市にある庁舎であり、地上 4 階、地下 1 階建て、延床面積は 6,169m²、空調面積は 3,942m²である。この建物の空調システムの概要を図 6.35 に、エネルギー消費機器を表 6.3 に示す。この建物は 2003 年 3 月に ESCO 事業として改修され、空調機のファンとポンプのインバータ化や、高効率な照明機器への交換が施された。冷水二次ポンプ(PC-9, PC-10)の周波数はヘッド間圧力が一定となるように自動制御されている。冷水二次ポンプ以外のポンプと空調機のファンは 60Hz より低い一定の周波数で運転され、省エネルギーが図られている。補正ベースラインを推定するには建物改修前のモデルを作成する必要があるが、本研究では推定精度の検証が目的であるため、改修後の建物のモデルを作成して、エネルギー消費量の実測値と推定値を比較する。

モデルの推定精度を検証するために、建物のエネルギー消費量に関する計測を行った。計測項目を表 6.4～7 に示す。表 6.4 はエネルギー計量メータによる計測項目であり、表 6.5 は ESCO 事

業者が設置した計量メータによる計測項目である。本研究では更に、表 6.6 に示す項目を 2005 年 8 月から実測している（これを長期実測項目と呼ぶ）。また、機器の性能のモデル化に要するデータを取得するために、2005 年 9 月 14 日～16 日、20 日の 4 日間、表 6.7 に示す詳細な実測を行った（これを短期実測項目と呼び、短期実測を行った期間を短期実測期間と呼ぶ）。これらの実測値から、熱源負荷の 1 時間積算値 q_m [kW] を次式で求める。

$$q_m(t) = c_{pw} \sum_{n=1}^2 \sum_{k=0}^5 \left[v_{wr,n}(t-k\Delta t) \{ \theta_{wi,n}(t-k\Delta t) - \theta_{wo,n}(t-k\Delta t) \} \right] \quad \dots\dots (6.20)$$

ここで、

- c_{pw} : 水の比熱
[kJ/kg・K]
- $v_{wr,n}$: 熱源の冷水流量 (R-1 に対して $n=1$, R-2 に対して $n=2$) [kg/s]
- Δt : 計測時間間隔 [s]
- $\theta_{wi,n}$: 熱源の冷水入口温度 (R-1 に対して $n=1$, R-2 に対して $n=2$) [°C]
- $\theta_{wo,n}$: 熱源の冷水出口温度 (R-1 に対して $n=1$, R-2 に対して $n=2$) [°C]

以後、 q_m を熱負荷の実測値とする。

表 6.3 対象建物のエネルギー消費機器の内訳

エネルギー	系統	機器	名称	定格値	周波数 設定値
電力	動力1	ガス吸収式冷温水発生機	R-1	3.9 kW	-
			R-2	2.0 kW	-
		冷却塔ファン	CT	4.4 kW	-
		冷水1次ポンプ	P1-1	5.5 kW	60 Hz
			P1-2	3.7 kW	45 Hz
		冷却水1次ポンプ	P2-1	11 kW	52 Hz
			P2-2	7.5 kW	59 Hz
		監視盤	-	10 kW	-
	動力2	2次ポンプ (ファンコイル系統)	P-9	3.7 kW	-
		2次ポンプ (空調機系統)	P-10	3.7 kW	-
		空調機 (事務室)	AHU-1	11 kW	38 Hz
			AHU-2	11 kW	53 Hz
			AHU-3	11 kW	57 Hz
			AHU-4	3.7 kW	51 Hz
			AHU-5	2.2 kW	33 Hz
		空調機 (サーバ室)	AHU-PC	3.0 kW	-
		便所排風機	FAN-TW	2.2 kW	-
	動力3	揚水ポンプ	P-L1	9.59 kW	-
			P-L2	13.1 kW	-
		エレベータ	-	-	-
	一般	ファンコイルユニット (33台)	-	10.22 kW	-
		照明 (27.5W × 344本)	-	9.46 kW	-
		照明 (50W × 9本)	-	0.45 kW	-
		ノートパソコン (50W × 273台)	-	13.7 kW	-
		コピー機 (800W × 40台)	-	32.0 kW	-
		サーバ (14台)	-	7.7 kW	-
ガス	中圧	ガス吸収式冷温水発生機	R-1	40.9 Nm ³ /h	-
	低圧		R-2	27.3 Nm ³ /h	-
水道	一般ガス		-	-	-
	空調	冷却塔補給水	CT	-	-
	一般	一般上下水	-	-	-

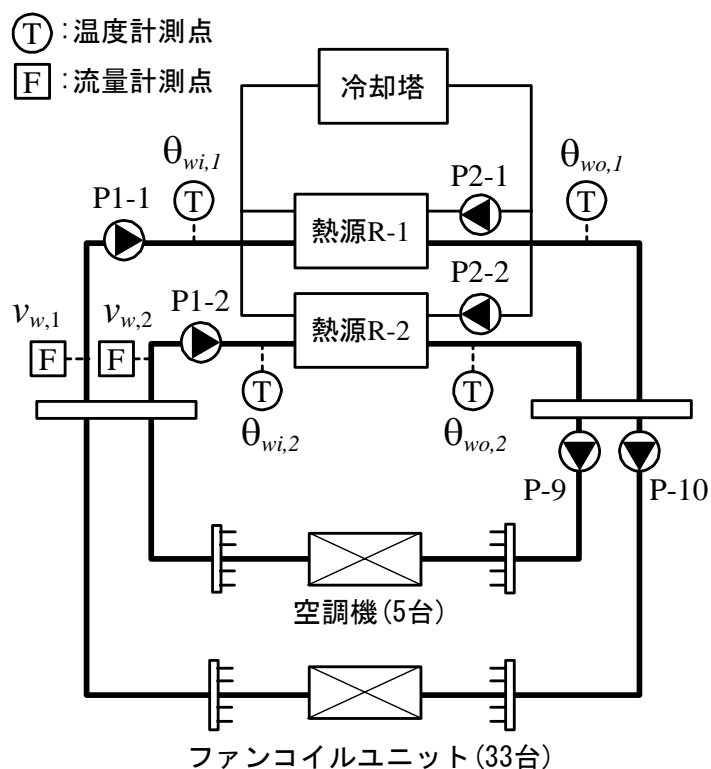


図 6.35 対象建物の空調システム

表 6.4 計測項目 (料金メータによる計測)

エネルギー	計測系統	計測周期
電力	建物全体	1ヶ月
ガス	建物全体	1ヶ月
水道	建物全体	1ヶ月

表 6.5 計測項目 (ESCO による計測, 2003 年 4 月～)

エネルギー	計測系統	計測周期
電力	動力系	動力1
		動力2
		動力3
	一般系	

表 6.6 計測項目 (本研究用, 長期計測項目, 2005 年 8 月 2 日～)

計測項目	計測周期	計測機器
外気温湿度(屋上)	10分	簡易自動計測器
全天日射量(屋上)	1分	簡易日射計
室内温湿度(西棟各階1点)	10分	簡易自動計測器
外気取入量	10分	熱線風速計
ガス消費量(R-1,2)	10分	ガス流量計
冷却塔補給水量(CT)	10分	流量計

表 6.7 計測項目（本研究用，短期計測項目，4 日間のみ計測）

計測項目	計測周期	計測機器
冷水出入口温度 (R-1,2)	10分	配管挿入型 サーミスタ式温度計
冷水流量 (R-1,2)	10分	ピトー管式流量計
周波数 (AHU-1,2,3,4,5, PC1-1,2, PC2-1,2, PC-9,10)	10分	インバータの表示値 を読み取り
消費電力 (AHU-1,2,3,4,5, PC1-1,2, PC2-1,2, PC-9,10)	10分	インバータの表示値 を読み取り

6.3.2 補正ベースライン推定モデルの開発

(1) 非定常熱負荷推定モデル

非定常熱負荷推定プログラム (ACSES)^{6-6) 6-7)}を用いて建物の熱負荷を推定する。ACSES は、実測した室内温湿度、内部発熱量、外気取入量や、空調、照明、OA 機器、在室者のスケジュールを時々刻々与え、実態に則した熱負荷が推定できる。計算時間間隔は 1 時間である。

設計図を基に熱負荷計算を行う。建物の平面図を図 6.36 に示す。また、例として、西棟の平面図と断面図を図 6.37 と図 6.38 に、壁の構成を表 6.8 に、内部発熱を表 6.9 に示す。在室者数は、建物の常勤者数(260 人)を空調面積(3942m²) で除して求めた。照明機器の発熱量は実際に灯具の台数を数え (0.6 台/m²)，メーカーのカタログより発熱量を 38.5 W/台として求めた。OA 機器の発熱量は、室内にあるパソコン、コピー機の台数を数え、1 台あたりの発熱量を乗じて求めた。例として西棟 1F の OA 機器台数と各機器の発熱量を表 6.10 に示す。OA 機器による潜熱発熱量は 0 とした。

これら以外の熱負荷計算の入力は、気象データ（外気温湿度、直達日射量、全天日射量、風向、風速）、室内温湿度、外気取入量、運用スケジュール(空調、照明、OA 機器、在室者)である。各近似法におけるこれらの与え方を以下に示す。

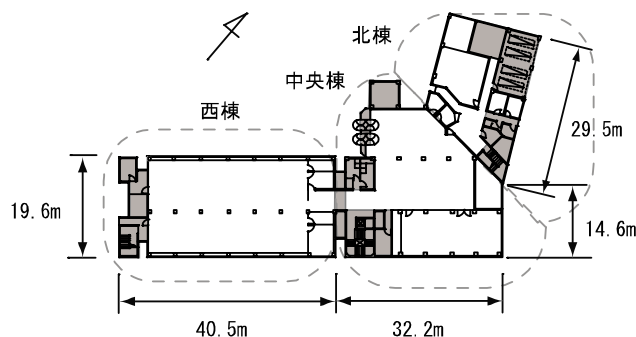


図 6.36 対象建物平面図
(灰色部分：非空調エリア)

表 6.8 西棟の壁の構成
(室内側から順に示す。()内は厚さで単位は mm)

外壁	モルタル(20), 普通コンクリート(150), 軽量コンクリート(20)
内壁 (構造壁)	モルタル(20), 普通コンクリート(150), モルタル(20)
内壁 (間仕切り壁)	石綿ストレート(6), プラスター(9), 静止空気層(120), プラスター(9), 石綿ストレート(6)
天井	岩綿吸音板(12), 石膏板(9), 非密閉空気層(1160), 普通コンクリート(130), モルタル(30)
天井 (最上階)	岩綿吸音板(12), 石膏板(9), 非密閉空気層(960), スチレン板(25), 軽量コンクリート(150), モルタル(30), 軽量コンクリート(100), モルタル(30)
床	リノリウム(3), モルタル(30), 普通コンクリート(130), 非密閉空気層(1160), 石膏板(9), 岩綿吸音板(12)
床 (最下階)	リノリウム(3), モルタル(30), 普通コンクリート(120), モルタル(30)

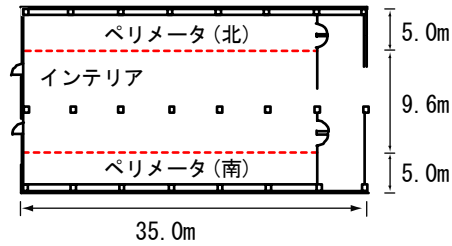


図 6.37 西棟平面図

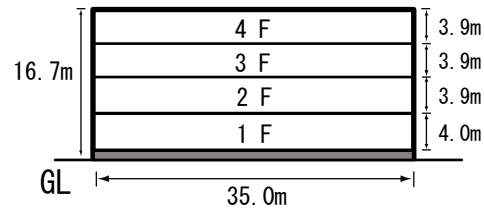


図 6.38 西棟断面図

表 6.9 内部発熱（西棟）

在室者数			0.066人/m ²
作業強度指数 ³⁾			3
照明機器発熱量			25W/m ²
OA機器 発熱量	顕熱	4F	5.49 W/m ²
		2,3F	8.45 W/m ²
		1F	15.19 W/m ²
	潜熱		0 W/m ²

表 6.10 OA 機器顕熱発熱量算出に用いた値（西棟）

発熱機器	台数	1台あたり発熱量
ノートパソコン	46	40W ^{*)}
デスクトップパソコン	4	200W ⁴⁾
ラインプリンタ	8	500W ⁴⁾
複写機	14	300W ⁴⁾

*) カタログ記載の仕様による

- 1) 第一，第二レベル近似法の気象データには，建物から約 20km 離れた大阪管区気象台の計測値を用いる．第三レベル近似法では，建物屋上で計測した値を用いる．直達日射量は，全天日射量の計測値を直散分離して求めた．風向と風速は，通常計測せず，地域性があるため気象台のデータを用いることも信頼性が低いと考え無視する．つまり風速は 0 と考える．
- 2) 第一，第二レベル近似法の室温は，室温設定値（27℃）を計算条件とし，第三レベル近似法では計測値の平均値(27.7℃)を用いる．室内湿度に関しては，第一，第二レベル近似法では 50%RH とし，第三レベル近似法では計測値の平均値(52%RH)を用いる．
- 3) 外気取入量は，第一，第二レベル近似法では，常勤者数（260 人）と必要換気量(30m³/h・人）から求めた値(1.98m³/m²・h)を用いる．第三レベル近似法では，実測値の平均値(2.41m³/m²・h)を用いる．
- 4) 建物の運転管理者へのヒアリングで，9:00～12:00, 13:00～18:00 まではほぼ 100%の人が建物内にいること，昼休み(12:00～13:00)には約 30%の人が外出すること，約 50%の人が 20:00 まで残業することを得，この情報を基に運用スケジュールを図 6.39 のように定めた．これは全ての近似法に共通して使用する．

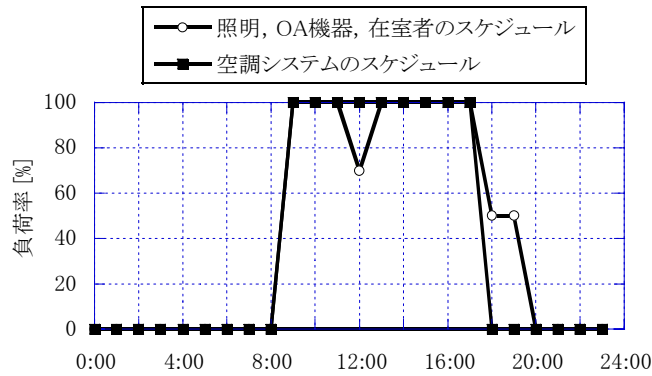


図 6.39 運用スケジュール（空調，照明，OA 機器，在室者）

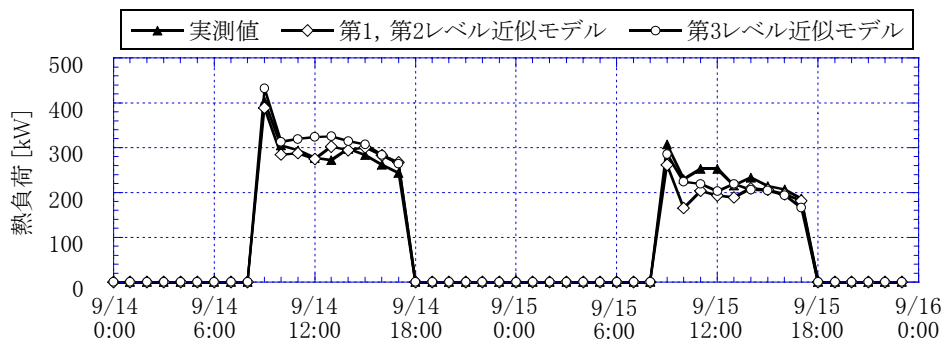


図 6.40 $q_m(t)$ と $q_{s,L1}(t)$, $q_{s,L3}(t)$ の比較

作成したモデルを用いて，2005 年 8 月 10 日から 9 月 30 日の熱負荷推定値 $q_s(t)$ [kW] を求め，実測値 $q_m(t)$ と比較する．ここで，第一，第二レベル近似法によるモデルの熱負荷推定値を $q_{s,L1}(t)$ ，第三レベル近似法によるモデルの熱負荷推定値を $q_{s,L3}(t)$ とする．

まず，短期実測期間における $q_m(t)$ と $q_{s,L1}(t)$ ， $q_{s,L3}(t)$ の一時間積算値を比較する．一例として，9 月 14, 15 日の結果を図 6.40 に示す．短期実測期間 4 日間の空調運転時間における $q_m(t)$ と $q_{s,L1}(t)$ の平均誤差は 9.9%，平方根二乗平均誤差（以下，%RMSE とする）は 14.5%， $q_m(t)$ と $q_{s,L3}(t)$ の平均誤差は 2.7%，%RMSE は 9.2% となる．この結果は，モデルは熱負荷の一時間積算値のプロファイルを精度よく推定できることを示している．第一，第二レベル近似法と第三レベル近似法の平均誤差の差は 7.2%，%RMSE の差は 5.3% である．

次に，全計算期間における $q_m(t)$ と $q_{s,L1}(t)$ ， $q_{s,L3}(t)$ 日積算値を比較する．短期実測期間以外は熱源の出入口冷水温度と冷水流量を計測していないため $q_m(t)$ は不明である．熱源 R-1, R-2 のガス消費量は熱負荷と似た挙動を示すことが予想されるため，実測したガス消費量の日積算値 G_r [Nm³] を用いて熱負荷を推定する．短期実測期間のガス消費量計測値の日積算値 G_r と熱負荷測定値の日積算値 Q_m [kW] を用いて，次式で定義する k_{rq} を求める．

$$\sum_{i=1}^N Q_{m,i} = k_{rq} \sum_{i=1}^N G_{r,i} \quad \dots\dots (6.21)$$

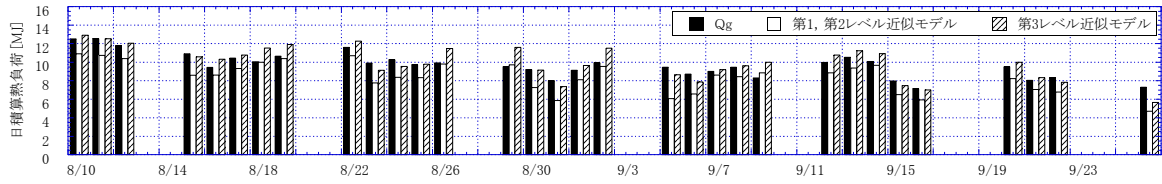


図 6.41 日積算熱負荷の実測値と推定値の比較

ここで,

$$\begin{aligned} Q_m &: \text{熱負荷推定値の日積算値} & [\text{kWh}] \\ G_r &: \text{熱源ガス消費量の日積算値} & [\text{Nm}^3] \end{aligned}$$

ここで, k_{rq} は G_r を Q_m に変換する係数で, このシステムでは 10.7 kW/Nm^3 である. 図 6.41 に日積算負荷の比較を示す. 第一レベル近似では平均誤差は -13.0% , %RMSE は 15.5% , 第三レベル近似では平均誤差は -3.0% , %RMSE は約 8.9% となる. この結果から, モデルは熱負荷の日積算値のプロファイルを精度良く推定できることが判る. 第一, 第二レベル近似法と第三レベル近似法の平均誤差の差は 10.0% , %RMSE の差は 6.6% である.

(2) 空調システム機器のエネルギー消費量推定モデル

建物のエネルギー消費量を推定するモデルを作成する. 本節では, 熱負荷によりエネルギー消費量が増加する空調システム機器をモデル化する. これらのモデルは, 熱負荷推定モデルを用いて推定した熱負荷を入力とし, 各機器のエネルギー消費量を出力する.

熱源 R-1, R-2 の定格冷凍能力 $q_{r1,r}$, $q_{r2,r}$ の和に対する $q_s(t)$ の割合を負荷率 $L(t)$ [-] として, 次式で定義する.

$$L(t) = \frac{q_s(t)}{q_{r1,r} + q_{r2,r}} \quad \dots\dots (6.22)$$

ここで,

$$\begin{aligned} q_s &: \text{熱負荷推定値の1時間積算値} & [\text{kWh}] \\ q_{r1,r} &: \text{熱源 R-1 の定格処理熱量} & [\text{kW}] \\ q_{r2,r} &: \text{熱源 R-2 の定格処理熱量} & [\text{kW}] \end{aligned}$$

a) 直燃吸収式冷温水発生機 (R-1, R-2) のガス消費量

ガス消費量 $g_r(t)$ [Nm^3/h] は, 次のモデル式を用いて求める.

$$g_r(t) = \delta_a(t) (q_{r1,r} + q_{r2,r}) k_r(t) \quad \dots\dots (6.23)$$

$$k_r(t) = (a_0 + a_1 L(t) + a_2 L(t)^2) (b_0 + b_1 \theta_{cw}(t) + b_2 \theta_{cw}(t)^2) \quad \dots\dots (6.24)$$

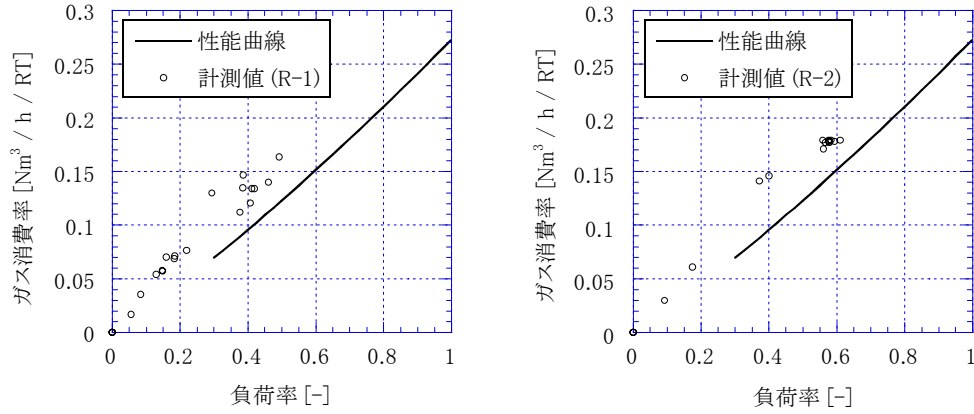


図 6.42 吸収式冷温水発生器の性能曲線（左：R-1，右：R-2）

ここで，

δ_a	: 空調システムの運転状態（0 のとき OFF, 1 のとき ON）	[-]
k_r	: 単位負荷あたりのガス消費量	[Nm³/h・kW]
θ_{cw}	: 熱源の冷却水入口温度	[°C]

対象建物の熱源機器のメーカーは，冷凍能力とガス消費量に比例関係があると仮定して性能曲線を描いている．本研究でもこれらに比例関係があるとしてモデル化を行う．モデルの入力は $L(t)$ ， $\theta_{cw}(t)$ と $\delta_a(t)$ ，出力は $g_r(t)$ であり，パラメータは $\{a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2\}$ である．

第一，第二レベル近似法では，モデルパラメータは，メーカー提供の性能曲線より $\{L, g_r, \theta_{cw}\}$ の値を，最小二乗法を用いて定める．図 6.42 に性能曲線を示す．第三レベル近似法では，短期実測期間の計測値を用いて最小二乗法によりパラメータを定める．図 6.42 に L と g_r の計測値の散布図を示す．実機器のガス消費量は性能曲線の値よりも約 20%大きい．

b) 2 次ポンプ (PC-9, PC-10) の電力消費量

ポンプ PC-9, 10 の回転数はヘッド間圧力が一定となるように自動制御されているが，これをモデル化せずに L と E_{sp} は線形関係があると仮定してエネルギー消費量を求める．モデル式を以下に示す．

$$E_{sp}(t) = \delta_a(t) (E_{p9,r} + E_{p10,r}) (a_{sp} L(t) + b_{sp}) \quad \dots\dots (6.28)$$

ここで，

E_k	: 機器 k の電力消費量	[kWh]
($k = sp$: 二次ポンプ, $p9$: ポンプ PC-9, $p10$: ポンプ PC-10)		

第一，第二レベル近似法では， $L=0$ のとき $E_{sp}=0$ ， $L=1$ のとき $E_{sp} = E_{p9,r} + E_{p10,r}$ となるように， $a_{sp}=1$ ， $b_{sp}=0$ とする．第三レベル近似法では，短期実測期間の L と E_{sp} の実測値を用いて a_{sp}, b_{sp} を

定める． L と E_{sp} の実測値の関係を図 6.43 に示す． これより $a_{sp}=1.042$, $b_{sp}=0.123$ となる．

c) 熱源システム機器の電力消費量

熱源システム機器の電力消費量 E_{rs} [kW] は L と線形関係があると仮定して，次式を用いて求める．

$$E_{rs}(t) = \delta_a(t) E_k (a_{rs} L(t) + b_{rs}) \quad \cdots \cdots (6.29)$$

$$E_k = E_{r1} + E_{r2} + E_{ct} + E_{p11} + E_{p12} + E_{p21} + E_{p22} \quad \cdots \cdots (6.30)$$

ここで，

E_k : 機器 k の電力消費量 [kWh]
 ($r1$: 熱源 R-1, $r2$: 熱源 R-2, ct : 冷却塔, $p11$: ポンプ PC-11,
 $p12$: ポンプ PC-12, $p21$: ポンプ PC-21, $p22$: ポンプ PC-22)

第一，第二レベル近似法では， E_k は各機器の定格電力消費量の和とする．インバータが付いている機器に関しては，インバータの周波数設定値 f_k [Hz] を用いて次式で E_k を求める．

$$E_k = E_{k,r} \left(\frac{f_k}{60} \right)^3 \quad \cdots \cdots (6.31)$$

ここで，

f_k : 機器の設定周波数 [Hz]

第三レベル近似法では， E_k は計測値の平均値とする．

対象建物では，2 台の熱源機器のうち，積算稼働時間が短い機器をまず稼働させ，稼働した機器の負荷が定格能力の 90% を越えれば，もう一台の機器を稼働させる．従って， $0 \leq L < 0.45$ のとき $a_{rs}=0$, $b_{rs}=0.5$, $0.45 \leq L \leq 1$ のとき $a_{rs}=1$, $b_{rs}=0$ とする．

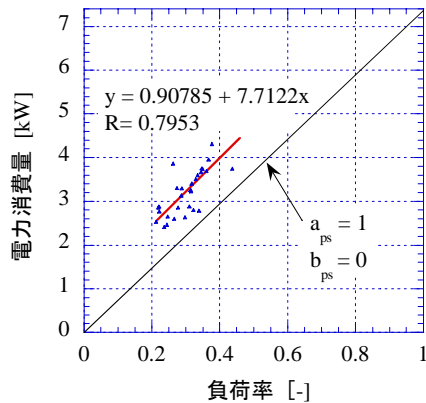


図 6.43 $E_{sp}(t)$ と $L(t)$ の関係

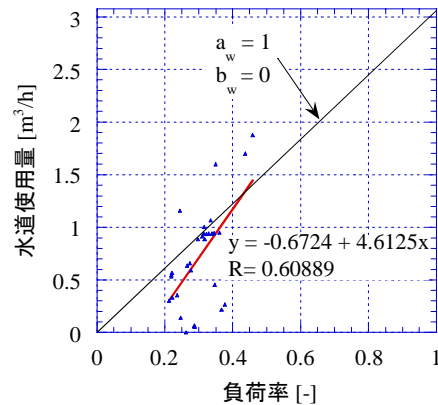


図 6.44 $w_{ct}(t)$ と $L(t)$ の関係

d) 冷却塔の補給水量

冷却塔の補給水量 w_{ct} [m³/h] は L と線形関係があるとして次式で求める.

$$w_{ct}(t) = \delta_a(t) k_{ct} v_{w,ct} (a_{ct} L(t) + b_{ct}) \quad \dots\dots (6.32)$$

ここで,

$$\begin{aligned} k_{ct} &: \text{冷却水流量に対する補給水の割合} & [-] \\ v_{w,ct} &: \text{冷却水流量定格値 (=250m³/h)} & [\text{m}^3/\text{h}] \end{aligned}$$

k_{ct} は冷却水流量に対する補給水の割合であり, 文献⁶⁻⁸⁾より 0.0123 とする. 第一, 第二レベル近似法では, $a_{ct}=1, b_{ct}=0$ とする. 第三レベル近似法では, 短期実測期間の実測値を用いて a_{ct}, b_{ct} を定める. L と w_{ct} の実測値の散布図を図 6.44 に示す. これより $a_{ct}=1.500, b_{ct}=-0.219$ となる.

e) 空調機と便所排風機の電力消費量

空調機 (AHU-1~5) のファン (インバータ付) と便所の排気ファン (FAN-TW) は, 空調システムが稼動している間は常に動いている. これらの電力消費量 E_{ac} [kW] は次式で求める.

$$E_{ac} = \delta_a(t) \left(\sum_{n=1}^5 E_{a,n} + E_{tw} \right) \quad \dots\dots (6.33)$$

ここで,

$$\begin{aligned} E_k &: \text{機器 } k \text{ の電力消費量} & [\text{kWh}] \\ (a, n &: \text{空調機 } n (n=1, \dots, 5), \quad tw : \text{便所排風機},) \end{aligned}$$

第一, 第二レベル近似法では, $E_{a,n}$ は式 (6.31) と同様に設定周波数と定格電力より定まる値とし, E_{tw} は定格電力とする. 第三レベル近似法では, 計測値の平均値とする.

(3) 空調システム機器以外のエネルギー消費量推定モデル

空調システム機器以外の機器のモデル化を行う. カタログ値や既往研究による統計値を基にエネルギー消費量を推定するモデルを作成する.

a) 間欠運転機器 (揚水ポンプ, エレベータ) の電力消費量

第一, 第二レベル近似法では, 間欠運転機器の消費電力 E_i [kW] は, 揚水ポンプの消費電力 E_{pl} [kW] とエレベータの消費電力 E_{ev} [kW] の和として次式で求める.

$$E_i = \delta_b(t) (E_{pl} + E_{ev}) \quad \dots\dots (6.34)$$

$$E_{pl} = r_{pl} E_d \quad \dots\dots (6.35)$$

$$E_{ev} = n_{ev} \frac{k_{ev} m_{ev} v_{ev}}{860} \left(\frac{h_y}{n_d h_d} \right) \quad \dots\dots (6.36)$$

ここで,

E_k	: 機器 k の電力消費量	[kWh]
	(i : 間欠運転機器, c : 照明・コンセント, cn : 昼夜連続運転機器, pl : 揚水ポンプ, ev : エレベータ)	
δ_b	: 建物の使用状態 (0 のとき未使用, 1 のとき使用)	[-]
E_d	: 衛生動力以外の動力系の消費電力	[kW]
r_{pl}	: 全動力中の衛生動力の割合 (=0.008) ⁶⁻⁹⁾	[-]
n_{ev}	: エレベータの台数	[台]
k_{ev}	: 速度制御方式により決まる係数	[-]
m_{ev}	: 定格積載量	[kg]
v_{ev}	: エレベータの定格速度	[m/s]
h_y	: 一般ビルにおける年間平均稼動時間	[hour]
n_d	: 年間平日日数	[日]
h_d	: 1 日あたりの運転時間	[hour/日]

メーカの資料⁶⁻¹⁰⁾より $k_{ev}=0.025$, $m_{ev}=750\text{kg}$, $v_{ev}=60\text{m/s}$, $h_y=2000$ 時間となり, 対象建物では $n_{ev}=1$ 台, $n_d=240$ 日, $h_d=9$ hour/日であることより E_{ev} は 1.21kW となる. 第三レベル近似法では, 電力消費量(動力 3)の平日 9:00~18:00 の平均値が 2.37kW であることより, $E_i=2.37\text{kW}$ とする.

b) 照明・コンセントの消費電力

第一, 第二レベル近似法の照明とコンセントの消費電力は, 図 6.45 に示す一般的な官庁における照明とコンセントの消費電力率 $r_e(t)$ [-] を用いて求める⁶⁻¹¹⁾. ここで, $r_e(t)$ は $E_c(t)$ の日積算値を 1 とした時の各時刻で消費する電力の割合である.

$E_c(t)$ は平日と休日に分けて定める. 平日の 9:00~17:00 の $E_c(t)$ は電力の一般系に属する機器の定格電力の合計値 E_{cr} (73.31kW, 表 6.3 参照) になるとして, 次式で求める.

$$E_c(t) = \frac{r_{e,d}(t)}{r_{e,d}} E_{cr} \quad \dots\dots (6.37)$$

ここで, $r_{e,d}$ は 9:00~17:00 の $r_e(t)$ の平均値であり, 値は 0.0814 である.

休日の $E_c(t)$ は平日夜間の消費電力と同じであると想定し, 0:00~6:00 の $r_e(t)$ の平均値 $r_{e,n}$ (0.0098) を用いて次式で求める.

$$E_c(t) = \frac{r_{e,n}}{r_{e,d}} E_{cr} \quad \dots\dots (6.38)$$

これらの式より求まる $E_c(t)$ を図 6.46 に示す.

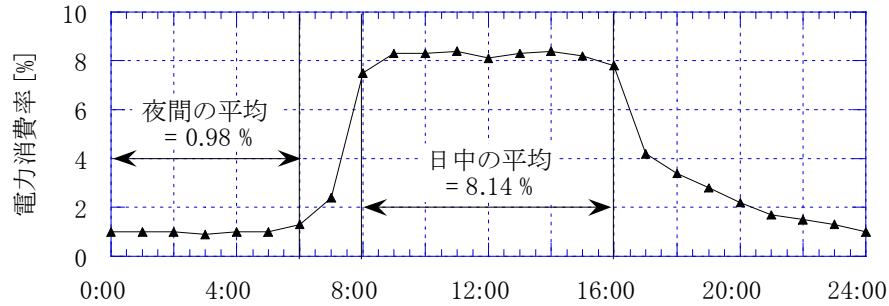


図 6.45 照明・コンセントの電力消費率（庁舎，夏期）⁹⁾

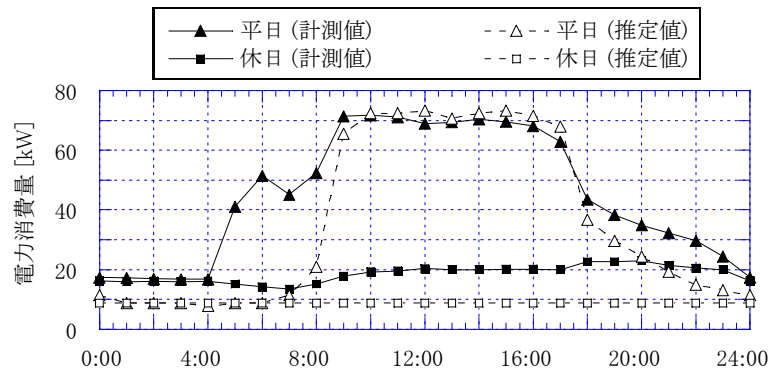


図 6.46 照明・コンセントの電力消費率（庁舎，夏期）⁹⁾

第三レベル近似法では，一般系の電力計測値より $E_c(t)$ を求める．平日と休日の計測値の平均値を図 6.46 に示す． $E_c(t)$ の推定値と実測値を比較すると，平日の午前 5 時から 8 時の挙動が大きく異なるが，これは実建物では平日の早朝に全館清掃を行うために照明を付けるからである．このような建物固有のイレギュラーなプロファイルは第一，第二レベル近似では推定できない．

c) 昼夜連続運転機器の電力消費量

対象建物では，警察の監視盤とサーバ室の空調機が 24 時間運転している．第一，第二レベル近似法では，これらの電力消費量 E_{cn} [kW] は定格消費電力の合計値 13.0kW とする．第三レベル近似法では，夜間(0:00～6:00)の動力 1, 2, 3 の消費電力の平均値より $E_{cn}=11.89\text{kW}$ とする．

d) 低圧(一般)系統のガス消費量

第一，第二レベル近似法では，一般的な事務所のガス消費率 r_g [-] を用いて低圧ガス消費量 g_g [Nm³/h] を求める⁶⁻¹¹⁾． r_g は， $r_e(t)$ と同じく時刻毎に与えられる．

$$g_g(t) = r_g(t) G_d S_b \quad \dots\dots (6.39)$$

ここで，

$$\begin{array}{ll} r_g & : \text{一般的な事務所のガス消費率} \quad [-] \\ S_b & : \text{建物の延床面積 (=6169m}^2\text{)} \quad [\text{m}^2] \end{array}$$

第一レベル近似法では、 G_d は一般的な事務所の値である $0.0035 \text{ Nm}^3/\text{m}^2/\text{日}$ とする⁸⁾。第二レベル近似法では、 G_d は 2005 年 8 月～10 月の各月の月積算計測値を建物稼働日数で割った値の平均値 $0.0028 \text{ Nm}^3/\text{m}^2/\text{日}$ とする。第三レベル近似法では、中圧系統ガス消費量の各時刻の計測値を用いて G_d を推定することが考えられるが、本研究ではこの値を計測できなかったため、第二レベル近似法と同じ方法で G_d を求める。

e) 一般系統の水道使用量

一般系統の水道使用量 w_g [m^3/h] は次式で求める。

$$w_g = w_r S_o \quad \dots\dots (6.40)$$

ここで、

$$\begin{array}{ll} w_r & : \text{ オフィスの水道使用量} \quad [\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}] \\ S_o & : \text{ オフィスの床面積} (2664 \text{ m}^2) \quad [\text{m}^2] \end{array}$$

第一レベル近似法では、 w_r は一般的な事務所の値 $w_r = 0.00089 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ とする⁶⁻¹²⁾。第二レベル近似法では 2005 年 7 月から 9 月の月積算実績値の平均値より $w_r = 0.00096 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ とする。本研究では各時刻の w_r を計測できなかったため、第三レベル近似法の w_r は、第二レベル近似法と同じ値とする。

(4) ベースラインの調整法

熱負荷推定モデルと各機器のエネルギー消費量推定モデルを組み合わせ、建物のエネルギーベースラインを推定する。まず、各機器のエネルギー消費量の和を次式で求める。

$$E_b(t) = E_{ps}(t) + E_r(t) + E_{ac}(t) + E_i(t) + E_c(t) + E_{cn} \quad \dots\dots (6.41)$$

$$g_b(t) = g_r(t) + g_g(t) \quad \dots\dots (6.42)$$

$$w_b(t) = w_{cl}(t) + w_g(t) \quad \dots\dots (6.43)$$

これらを基本ベースラインとする。

次に、エネルギー消費量の月積算実績値を利用して基本ベースラインを調整する。調整後のモデルの出力を補正ベースラインとする。電力消費量に関しては、基本ベースラインの実測値を用いて、次式で定義される調整係数 k_e を求める。

$$k_e = \sum_{t=1}^T E_b(t) / \sum_{t=1}^T E_{b,m}(t) \quad \dots\dots (6.44)$$

ここで、

$$E_{b,m} \quad : \quad \text{電力消費量の月積算実測値} \quad [\text{kWh}]$$

このとき、モデルの出力であるベースラインは $k_e E_b$ となる。同様にして、ガス消費量と水道使用量に関しても調整係数 k_g, k_w を求める。

本研究では、2005 年 7 月～9 月の計測値を用いて調整係数を月毎に求める。各近似レベルでの調整係数に関する考察を以下に示す。

a) 第一レベル近似法

建物全体での月積算エネルギー消費量を用いて調整係数を求める。表 6.11 に月積算エネルギー消費量と調整係数を示す。ガス消費量の調整係数は約 1.40 と比較的大きな値を取る。これは、吸収式冷温水機が性能曲線通りの能力を発揮していないことが主な原因である。

表 6.11 第一レベル近似法によるモデルの調整係数

	電力消費量			ガス消費量			水道使用量		
	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数
7月	47254	37803	1.25	5197	3906	1.33	583	613	0.95
8月	51686	41029	1.26	7252	5047	1.44	723	723	1.00
9月	45409	35489	1.28	4349	2998	1.45	674	614	1.10

表 6.12 第二レベル近似法によるモデルの調整係数

	電力消費量(動力1)			電力消費量(動力2)			電力消費量(動力3)			電力消費量(一般)		
	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数
7月	11380	10260	1.11	6936	7052	0.98	1046	517	2.02	27892	19974	1.40
8月	13125	10695	1.23	8171	7852	1.04	1081	576	1.88	29309	21906	1.34
9月	10179	9612	1.06	6630	8610	0.77	1031	484	2.13	27568	18882	1.46

	ガス消費量(中圧)			ガス消費量(低圧)			水道使用量(空調)			水道使用量(一般)		
	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数
7月	4857	3559	1.36	340	278	1.22	-	-	-	-	-	-
8月	6892	4644	1.48	360	323	1.11	-	-	-	-	-	-
9月	3990	2666	1.50	359	258	1.39	166	164	1.01	508	483	1.05

表 6.13 第三レベル近似法によるモデルの調整係数

	電力消費量(動力1)			電力消費量(動力2)			電力消費量(動力3)			電力消費量(一般)		
	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数
8/10～31	9625	8093	1.19	5953	6263	0.95	787	826	0.95	21505	21406	1.00
9月	10179	10061	1.01	6630	7077	0.94	1031	1042	0.99	27568	25837	1.07

	ガス消費量(中圧)			ガス消費量(低圧)			水道使用量(空調)			水道使用量(一般)		
	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数	実測値	推定値	調整係数
8/10～31	5039	5104	0.99	360	397	0.91	-	-	-	-	-	-
9月	3990	3890	1.03	359	258	1.39	157	148	1.06	490	483	1.01

b) 第二レベル近似法

系統毎の月積算エネルギー消費量を用いて調整する．表 6.12 に調整係数を示す．一般系水道使用量の計測値は，建物全体の月積算値から空調系水道使用量の計測値を引いた値とした．空調系水道使用量は 8 月 2 日からの計測であるため，9 月分のみ係数を算出した．電力消費量(動力 3)の調整係数は約 2.01 と大きな値となるが，動力 3 が電力消費量全体に占める割合は小さいため影響は小さいと考え問題としない．

c) 第三レベル近似法

第二レベル近似法と同様に，系統毎の月積算エネルギー消費量を用いて調整する．表 6.13 に調整係数を示す．熱負荷計算モデルの入力である気象データの計測開始日が 8 月 2 日であり，計算の助走期間を考慮して 8 月 10 日以降のデータで分析を行った．8 月の調整係数は，8 月 10 日から 8 月 31 日までの計測値を基に算出した．各モデルのパラメータを詳細な計測値を用いて定めているため，調整係数は全て 1 に近い値を取る．

6.3.3 推定モデルの精度の検証

実運転データを利用して補正ベースライン推定モデルの精度を検証する．図 6.47～49 に 2005 年 8 月 10 日から 9 月 30 日の日積算エネルギー消費量の計測値と，各近似法によるベースライン推定モデルを用いて推定した日積算エネルギー消費量の比較を示す．低压系統のガス消費量と一般系統の水道使用量に関しては日積算値が計測されていないため比較はできない．モデルの調整係数には 7 月から 9 月の調整係数の平均値を用いた．

本研究で対象とした建物は連日規則正しく利用されているが，例えばテナントビルやイベントホールなど不定期に使用される建物では，日毎に建物利用状況が変化するためエネルギー消費量のプロファイルは複雑であり，Option C によるベースラインの推定は難しい．本研究で開発した Option D による手法では，建物の使用条件を時々刻々と入力できるため，不規則に使用される建物に対してもエネルギー消費量のプロファイルを適切に推定できると考えられる．本研究では，日積算エネルギー消費量のプロファイルを正しく推定できるかを確かめるために，推定値と実績値の二乗平均平方根誤差(%RMSE)を用いてモデルの精度を評価する．

各近似法によるモデルの日積算エネルギー消費量の誤差を表 6.14 に示す．電力消費量に関しては，全ての近似法で%RMSE は約 5%と小さく，どの近似法でも適切に消費量を推定できる．この建物は定期的に規則正しく使用され，また熱負荷の変動により大きく影響を受ける熱源機器のエネルギー源はガスであるため，電力消費量は大きく変動せず．平日の日積算電力消費量は約 2000kWh，休日は約 700kWh とほぼ一定となる．

中圧系のガス消費量は，第三レベル近似法によるモデルの精度が一番良く，第一レベル近似法と比較すると平均誤差で約 7.7%，%RMSE で約 6.0%，第二レベル近似法と比較すると平均誤差で約 3.9%，%RMSE で約 5.6%精度が良い．また，空調系の水道使用量に関しては，第二，第三レベル近似法では第一レベル近似法と比べて平均誤差で約 11.3%，%RMSE で約 6.8%精度が向上することが判る．熱負荷の変動により変動する中圧系のガス消費量や空調系の水道使用量の%RMSE は約 4～8%

であり、本モデルを用いて変動要因の変化による日積算エネルギー消費量の変化を精度良く推定できることが判る。

6.4 まとめ

本節では、実際の ESCO プロジェクトで使用されている補正ベースラインの推定モデルについて、これらのモデルにどのような特性があるかを検討した。また、シミュレーションを利用した消費エネルギーのベースライン推定手法を示し、実建物に適用してその有効性を検証し、かつ様々な課題について分析した。得られた結論を以下にまとめる。

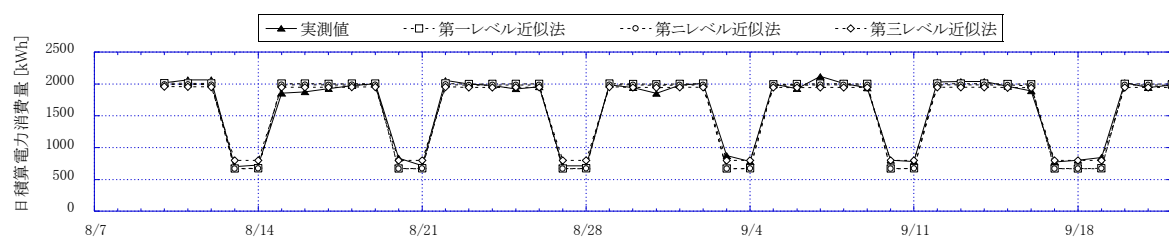


図 6.47 電力消費量推定結果(日積算値)

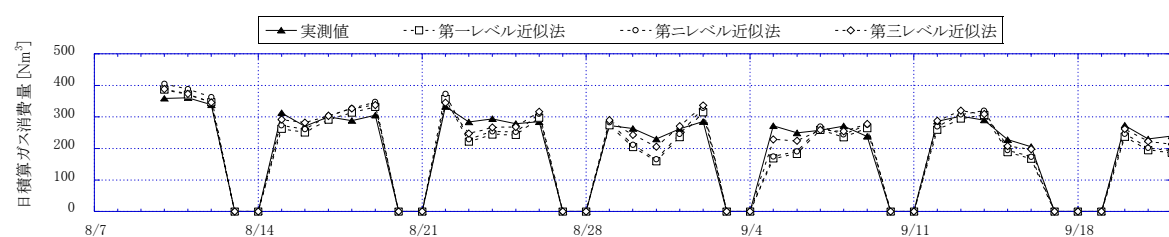


図 6.48 ガス消費量推定結果(日積算値)

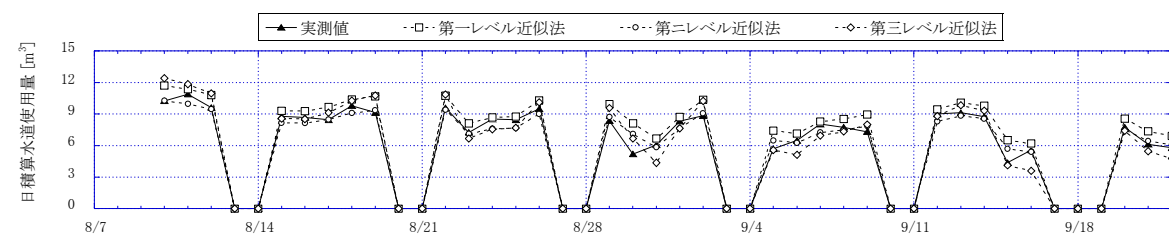


図 6.49 水道消費量推定結果(日積算値)

表 6.14 日積算エネルギー消費量の誤差

		第一近似	第二近似	第三近似
電力消費量	相対誤差	-0.9%	-1.7%	-0.7%
	%RMSE	5.5%	5.4%	4.2%
ガス消費量 (中圧)	相対誤差	-7.9%	-4.1%	-0.2%
	%RMSE	14.8%	14.4%	8.8%
水道使用量 (空調)	相対誤差	12.6%	-1.3%	1.1%
	%RMSE	14.7%	7.9%	8.0%

- 1) ESCO 各社が提案している，外気温以外の説明変数を取り入れたモデルと，筆者らが作成した外気温のみを説明変数とする単純な補正ベースライン推定モデルの精度を比較した．その結果，外気温以外の説明変数をモデルに取り入れることで，推定精度が平均で約 5.2%，最大で約 8.5%向上することが判った．
- 2) ESCO 各社が提案しているモデルの中に各月の日数補正を行うモデルがあるが，推定精度への影響は僅かである．これは，エネルギー消費量が少ない土日を無視して単純に日数補正を行うことに，さほど意味がないためと思われる．
- 3) ESCO 各社のモデルと中間期を考慮することが出来る ASHRAE のモデルの推定精度を比較したところ，ASHRAE のモデルの方が推定精度が高い場合が多いが，シミュレーションの結果をもとに作成した事業者 η のモデルは，ASHRAE のモデルより精度が高い場合が多い．
- 4) 日積算値を用いて作成した回帰モデルと月積算値を用いて作成した回帰モデルについて月積算値の推定精度を比較したところ，日積算値を用いたモデルは，平日と休日のエネルギー消費量をそれぞれ精度よく推定できるものの，両モデルの精度にはほとんど差がないことが判った．通常，ESCO 事業の達成度はエネルギー消費量の月積算値で評価されるため，この目的に対しては日積算値を用いるメリットは殆どないと言える．
- 5) 様々な気象条件や建物の運用条件を考慮してベースラインを推定できるシミュレーションによるベースライン推定法 (Option D) を開発し，実建物に適用してその推定精度を検証した．本研究では，建物全体のエネルギー消費量の実測値を用いる方法 (第一レベル近似法)，系統毎のエネルギー消費量の実測値を用いる方法 (第二レベル近似法)，機器レベルの詳細な実測値を用いる方法 (第三レベル近似法) により推定した日積算エネルギー消費量の二乗平均平方根誤差を比較した．電力消費量に関しては，全ての近似法で平均誤差が約 1.1%，%RMSE が約 5.0%となり，建物全体の月積算実績値を用いてモデルを調整すれば詳細な計測値がなくても精度良く推定できることが判った．また，中圧系のガス消費量は，機器レベルでの詳細な計測を行うことで，平均誤差は約 7.5%，%RMSE は約 6.0%精度が向上し，例えば短期間でも機器レベルの詳細な計測を行うことで推定精度が大きく向上することが判った．空調系の水道使用量は，系統ごとの月積算値を用いてモデルを調整すれば平均誤差で約 11.3%，%RMSE で約 6.8%推定精度が向上した．

本章に関連する既発表論文

査読付論文

- 6-a) M. Miyata, H. Yoshida, M. Asada, T. Iwata, Y. Tanabe, T. Yanagisawa: Estimation of Energy Baseline by Simulation for On-going Commissioning and Energy Saving Retrofit, International Conference of Enhanced Building Operation, Shenzhen, Vol. 6-6-2, 2006. 11
- 6-b) 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 岩田卓郎, 田邊陽一, 柳澤忠宏: 実 ESCO プロジェクトにおけるベースライン簡易補正手法の比較検討, 空気調和・衛生工学会論文集, pp. 7-16, No. 119, 2007. 2
- 6-c) M. Miyata, H. Yoshida, T. Iwata, Z. Zhang, Y. Tanabe, T. Yanagisawa: Application and Verification of Energy Baseline Estimation Method By Simulation, Building Simulation, 10th International Conference, Beijing, 2007. 9

口頭発表論文

- 6-d) 岩田卓郎, 浅田昌彦, 宮田征門, 吉田治典, 田邊陽一, 柳澤忠宏, シミュレーションによるエネルギーベースライン推定手法 (第 1 報) ~ (第 2 報), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 29-36, 2006. 3
- 6-e) 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 岩田卓郎: ESCO のためのシミュレーションによるベースライン補正手法, (第 1 報) ~ (第 2 報), 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 46 号, 環境系, pp. 317-324, 2006. 6
- 6-f) 張兆明, 吉田治典, 宮田征門, 岩田卓郎, 田邊陽一, 柳澤忠宏, 実建物を用いたシミュレーションによるベースライン推定手法の検証, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 81-84. 2007. 3
- 6-g) 岩田卓郎, 吉田治典, 宮田征門, 張兆明: 実建物を用いたシミュレーションによるベースライン推定法, (第一報) ~ (第二報), 空気調和・衛生工学大会論文集, 2007. 9

参考文献

- 6-1) IPMVP New Construction Subcommittee: Concepts and Options for Determining Energy and Water Savings Volume I, International Performance Measurement & Verification Protocol, 2002. 3
- 6-2) 新エネルギー・産業技術総合開発機構: 先導的エネルギー使用量合理化設備導入モデル事業, 平成 13 年度調査報告書, NEDO-EC-0008, 2002. 3
- 6-3) J. Kelly, J. Haberl, D. Claridge: Development of a Toolkit for Calculating Linear, Change-point Linear and Multiple-Linear Inverse Building Energy Analysis Models, ASHRAE Research Project 1050-RP Final Report, 2002.11
- 6-4) Kreider, J.F. and Haberl, J.S.: Predicting Hourly Building Energy Usage, The Great Predictor Shootout - Overview and Discussion of Results, ASHRAE Transactions, Vol. 100, pp.1104-1118, 1994.1
- 6-5) 高草木明: 中小規模事務所建物の電気使用量の実態とその変動要因に関する調査研究, 日本建築学会計画系論文集, No. 554, pp. 101-108, 2002. 4
- 6-6) 北川博章, 吉田治典, 王福林: 空調システムの実測熱負荷とシミュレーション熱負荷の比較

- 検証, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 361-365, 2004. 9
- 6-7) 松尾陽, 横山浩一, 石野久彌, 川元昭吾: 空調設備の動的熱負荷計算入門, 日本建築設備士協会, pp. 68, 1980
- 6-8) 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生工学便覧, 第 14 版, 汎用機器・空調機器篇, pp. 51, 2002
- 6-9) 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生工学便覧, 第 14 版, 汎用機器・空調機器篇, pp. 470-485
- 6-10) 井出邦勝: エレベータの省エネルギー計算について, 建築設備&昇降機, No. 46, pp. 36-42, 2003. 9
- 6-11) 尾島俊雄研究室: 建築の光熱水原単位, 早稲田大学出版部, pp. 59-60, 1995
- 6-12) 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生工学便覧, 第 14 版, 給排水衛生設備設計篇, pp. 90-132, 2002
- 6-13) Griffin T.M: Life-Cycle Costing Application for Building Energy Code Compliance, ASHRAE Transactions, Vol. 91, 1985, Part 1B, pp. 603-608

第 7 章 総括

本論文は、空調システムの性能検証プロセスの省力化と自動化を目指して、モデルを用いて空調システムの性能をライフサイクルに亘って検証する手法に関する研究成果をとりまとめたものであり、以下の 8 章から成る。

第 1 章は序論であり、空調システムのコミッショニングの重要性が認知されるようになった背景を述べ、コミッショニングの現状と課題をまとめた。エネルギーを多用する空調システムの省エネルギーは重要課題であるが、これを達成するためには、ライフサイクルに亘ってシステムの性能が十分に発揮できているかを検証して適正な運転状態に保つことが肝要である。このプロセスは「コミッショニング」と呼ばれ、近年世界的にその重要性が認知され始めている。コミッショニングでは性能の検証が重要であるが、これを行うにはコストと専門的知識が必要となる。特に、近年の複雑化した空調システムの性能を手作業で検証するのは作業効率が悪く、多くの時間を要する。また、最適な運転法を見出すためにはシステムに関する専門的知識と経験が必要であり容易ではない。このような背景から、システムの性能検証と運転の最適化を支援する手法の開発が必要であることを述べた。

第 2 章では、モデルを利用した性能検証手法の具体的な方法論を示した。まず、本論文で使用する空調機器モデル、熱負荷推定モデル、熱交換杭と地盤の伝熱モデルのモデル式とパラメータ決定法を示した。また、複数の部位のモデルを相互に組み合わせてシステムシミュレーションを構築する方法を示した。

第 3 章では、空調二次側システム機器のモデルベース性能検証手法を示した。空調二次側システムの重要な要素である可変風量ファン、冷水コイル、要求風量制御コントローラに対して、モデルを用いて性能を検証する際に生じる種々の問題点を明らかにし、その解消法を示した。

省エネルギーの観点から多くシステムで採用されている可変風量ファンは、ファン本体、インバータ、モータ、ファンベルトという複数の部品から成る。従って、可変風量ファンの性能検証を行うには、現在行われているファン本体を対象とした検証ではなく、構成部品を含めたファンシステムとしての性能を検証しなければならない。そこで、部品のモデルを組み合わせるシステムの性能を推定するモデルを作成し、これを用いて性能を検証する手法を開発した。

冷水コイルの直前で外気と還気が混合するため、コイル入口空気の温湿度はコイル断面に対して面的な分布を持つ。通常、分布を無視した計測値を用いてコイルの性能を検証しているが、実

際には分布があるため、これは適切な検証とは言えない。コイルモデルにも均一な温湿度を考慮したモデルしかないため、このコイルモデルを組み合わせ、簡易に空気温湿度の面分布を考慮するモデルを新たに開発した。このモデルでは、外気と還気がそれぞれ独立のコイルを通過すると想定し、モデルの出力である出口空気温湿度を重量平均して出口空気の状態を推定する。実システムに本モデルと従来の分布を無視した計測値を用いるモデルとを適用して推定精度を比較した結果、新しい計算法を用いれば僅か2%ではあるが推定精度が向上することを示した。

制御コントローラの性能を検証するためには、通常行われている制御出力値が制御目標値に達するかどうかを検証するだけではなく、特性がダイナミックに動くデータを用いて動特性を検証することが重要である。本研究では、動的に制御信号値が変化するデータを計測するためのアクティブテストの方法を開発した。実システムにて要求風量制御ロジックに対してアクティブテストを行って運転データを計測し、このデータをモデルに入力して性能を検証した結果、PI 制御ロジックのパラメータの不具合を適切に検知できることを検証し、本手法の有効性を示した。

第4章では、VAV（可変風量）式空調システムの不具合がエネルギー消費量に与える影響を分析し、不具合検知・診断手法を開発した。

VAV システムは複数の機器が自動制御ロジックで制御される複雑なシステムであるため、不具合がエネルギー消費量に与える影響は今まで十分に分析されておらず明確ではない。特に、VAV ユニットは、不具合が生じて周辺ユニットの不具合ユニットの働きを補完するため室内温熱環境に影響が出にくく、ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響は不明である。本研究では、まず、室内外温熱環境を自由に設定できる実験室にある VAV システムにて、正常時の運転データと、VAV ユニットの不具合、最小風量設定値の不具合、給気温度設定制御コントローラの不具合を意図的に与えた時の運転データをそれぞれ計測して、不具合がエネルギー消費量に与える影響を明らかにした。計測データを分析した結果、例えば不具合が室内温熱環境に悪影響を与えないものであったとしても、システムの制御系に悪影響を与え、約 20~50%のエネルギー浪費を引き起こすことを明らかにした。次に、シミュレーションを用いて不具合によるエネルギー損失を推定するソフトウェアを開発した。VAV システムの不具合は制御系に影響を与えるため、不具合がエネルギー消費量に与える影響を推定するためには、制御系を組み込んだモデル化が必要であり、短時間の応答が再現できるモデルを作成する必要がある。本研究では、空調機器のモデルと制御ロジックのモデルに、短時間の応答を計算できる室モデルを組み合わせ、シミュレーションを作成した。シミュレーション上で正常時と不具合時のエネルギー消費量を推定した結果、実験で確認されたエネルギー増加量とシミュレーションで推定された増加量の差は 10%以下となり、開発したソフトウェアを用いて不具合がシステム全体に与える影響を十分な精度で推定できることを実証した。

次に、大規模建物を対象とした VAV システムの不具合検知・診断手法の開発を行った。大規模建物では風量を調整する VAV ユニットの設置台数が多く、ユニットの動作点検を人海戦術で行うには限界があるため、合理的にユニットの不具合を検知する手法の開発が求められている。VAV ユニットの不具合検知・診断手法は今までにも幾つかの研究があるが、これらは VAV ユニットの風速センサが設置されている機種を前提としている。しかし、風速センサのない機種も多く、ビ

ルで採用されており、このようなタイプのユニットでは1台ずつ手作業により不具合の有無を調べているのが現状である。本研究ではこのようなユニットを対象に、通常収集可能な室温センサ信号値と開度要求信号値を用いて、新たに定義した4つの判定変量を計算し、これらに異常値検出手法であるスミルノフ・グラブス検定を適用して自動的に不具合を検知・診断する手法を開発した。これを実際に VAV ユニットの不具合が頻発している大規模建物の計測データを用いて検証した。この建物では、一台ずつ手作業によるユニットの動作点検が行われており、どのユニットに不具合があるかが判っているが、判らないと仮定して手法を適用した。手法を適用した結果、全台数(1000 台)の 18%のユニットに不具合があると判定され、その中に実際に不具合があるユニット(6 台)が全て含まれていることが判った。また、次年度も同じ建物においてデータを計測して手法を適用し、前年度と同様に不具合ユニットを適切に検知できることを確かめた。以上のように、この手法を用いて予め点検するユニットを絞れば、現在行っている全台数点検に比べて 80% 近く労力や費用を削減できることを示した。

第 5 章では、季節蓄熱を有する空調システムに対して、運用開始後 3 年間に亘ってシミュレーションを用いてシステムの性能検証を行い、省エネルギーの意味で運転法を最適化したプロセスとその結果を示した。未利用エネルギーを利用する先進システムでは、どのような運転法が最適であるかは不明である。実システムにおいて実験的に試行錯誤で最適な運転法を見出すことも可能ではあるが、これには時間がかかり現実的ではない。最適な手法を効率よく見出す手法の一つとして、モデルを組み合わせて作成したシミュレーションを用いる手法を示し、これを実システムに適用した。

対象とした季節蓄熱空調システムでは、冬季の外気が持つ冷熱を地盤に蓄熱し、これを冷房期の熱源として使う。蓄採熱時にポンプの稼動にエネルギーが必要なため、システムを不適切に運転すると一般の冷凍機を用いる空調システムよりも余分なエネルギーを消費する可能性があるため、シミュレーションを利用して適切な運転方法を見出し、運転を最適化した。シミュレーションは、有限要素法による杭と地盤の非定常伝熱計算モデルと空調機器のモデルから成り、これらを組み合わせてシステム全体をモデル化した。2005 年 2 月の運転開始から 2007 年 11 月まで 3 年間に亘りシステムの性能のモニタリングを行い、計 4 回運転法の最適化を行った。3 年後の運転方法では、初期の運転法と比べて、蓄採熱量は約 50%増加し(蓄熱量 213.4GJ→322.0GJ, 採熱量 145.1GJ→218.2GJ), システム COP(採熱量を蓄採熱に要した電力で割った値でありシステムの効率を表す)は 3.61 から 7.15 に向上した。実在するシステムにシミュレーションを利用して運転を最適化した事例はこれまでに殆どないが、本研究では実際に適用してシステムの運転を最適化した。

第 6 章では、シミュレーションを利用して建物のエネルギーベースラインを補正する手法を開発し、これを実建物に適用した成果を示した。エネルギー消費量は気象条件や建物の運用条件によって変動するため、省エネルギー量をこれら変動要因の影響を考慮して合理的に評価する手法が必要である。省エネルギー量は、省エネルギー改修がないとした場合のエネルギー消費量を改修後に変化した変動要因で補正した消費量(これを補正ベースラインと呼ぶ)と、実際の消費量

との差として求められる．国際性能計測・検証議定書(IPMVP : International Performance Measurement and Verification Protocol)では，補正ベースラインを求める方法として4つの選択肢(Option A, B, C, D)を挙げている．その中でも，シミュレーションによる方法(Option D)は，現在多くの事業者用いている簡単な回帰式による方法(Option C)と比べて必要な情報と労力は増えるが，様々な気象条件や建物の運用条件の変化を考慮して補正ベースラインを求めることができ，より合理的な省エネルギー量の推定ができる．しかし，適用事例は少なく，どのようにシミュレーションを作成しベースラインを推定するかは確立されていない．

本論文では，気象条件や建物の運用条件を時々刻々と与えられるように改良した非定常熱負荷計算モデルとエネルギー消費量推定モデルを組み合わせるベースライン推定モデルを作成する手法を開発した．エネルギー消費量推定モデルは，空調システム機器とそれ以外の機器に分けてモデル化し，これらを繋ぎ合わせて作成する．空調システム機器のエネルギー消費量は熱負荷の関数としてモデル化し，空調システム以外の機器のエネルギー消費量は特性曲線や既往研究による統計値を基にモデル化を行う．本手法を実建物に適用し，計測データを用いてシミュレーションの検証を行った結果，日積算エネルギー消費量の二乗平均平方根誤差は4～8%となり，精度よくベースラインを推定できることを検証した．今まで適用事例が殆どなかったOption Dによるベースライン推定を実建物に適用し，十分な精度でベースラインを推定できることを実証した．

本研究に関連した既発表論文リスト

1. 審査付論文(第一著者)

第3章関連

- [1] M. Miyata, F. Wang, H. Yoshida, M. Tsubaki, K. Itou: Experimental Study on Model-based Commissioning Method of VAV Systems in a Real Building, International Conference of Enhanced Building Operation, 2003.10

第4章関連

- [2] M. Miyata, H. Yoshida, M. Asada, F. Wang, S. Hashiguchi: Fault Detection and Diagnosis Method for VAV Terminal Units, International Conference of Enhanced Building Operation, PF-52, 2004.10
- [3] M. Miyata, H. Yoshida, M. Asada, K. Fujii, S. Hashiguchi: Estimation of Excessive HVAC Energy Consumption due to faulty VAV units, Building Simulation, pp.777-786, 2005.8
- [4] 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 橋口士朗: コミッショニングのための複数 VAV ユニットの
不具合検知・診断手法, 空気調和・衛生工学会論文集, pp. 1-9, No. 114, 2006. 9

第5章関連

- [5] M. Miyata, H. Yoshida, T. Yasuoka, T. Takegawa, Y. Nagura, Y. Kobayashi, J. Kim: Optimal Operation for HVAC system with seasonal underground thermal storage system, Building Simulation, pp.1991-1998, 2007.9
- [6] 宮田征門, 吉田治典, 安岡稔弘, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, 空気調和・衛生工学会論文集 (投稿予定)

第6章関連

- [7] M. Miyata, H. Yoshida, M. Asada, T. Iwata, Y. Tanabe, T. Yanagisawa: Estimation of Energy Baseline by Simulation for On-going Commissioning and Energy Saving Retrofit, Journal of Harbin Institute of Technology, vol.13, pp.370-378, 2006. 11
- [8] 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 岩田卓郎, 田邊陽一, 柳澤忠宏: 実 ESCO プロジェクトにおけるベースライン簡易補正手法の比較検討, 空気調和・衛生工学会論文集, pp. 7-16, No. 119, 2007. 2

- [9] M. Miyata, H. Yoshida, T. Iwata, Z. Zhang, Y. Tanabe, T. Yanagisawa: Application and Verification of Energy Baseline Estimation Method By Simulation, Building Simulation, pp.1968-1974, 2007.9
- [10] 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 岩田卓郎, 田邊陽一, 柳澤忠宏: シミュレーションを利用したエネルギーベースライン推定手法に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集 (投稿予定)

2. 審査付き論文(第一著者以外)

第3章関連

- [1] F. Wang, H. Yoshida, M. Miyata: Total Energy Consumption Model of Fan Subsystem Suitable for Continuous Commissioning, ASHRAE Transactions, Vol. 110, 2004, pp. 357-364
- [2] H. Yamaguchi, M. Miyata, H. Oda, M. Shioya, T. Watanabe, H. Niwa, H. Yoshida: Experimental Study of a Cooling Coil and the Validation of its Simulation Model for the Purpose of Commissioning, International Conference of Enhanced Building Operation, Shenzhen, Vol.6-2-4, 2006.11

3. 国際会議論文

第5章関連

- [2] M. Miyata, H. Yoshida, T. Yasuoka, T. Takegawa, Y. Nagura, Y. Kobayashi, J. Kim: Development of a Simulation Tool for the Commissioning of a HVAC system with Seasonal Thermal Storage, National conference on Building Commissioning, Chicago, 2007.5

4. 口頭発表論文

第3章関連

- [1] 宮田征門, 吉田治典, 松岡一平: 空調二次側システムのモデルベース性能検証手法に関する研究, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第43号, 環境系, pp. 365-368, 2003. 6
- [2] 宮田征門, 吉田治典, 松岡一平: 空調二次側システムのモデルベース検証法, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, pp. 1249-1252, 2003. 9
- [3] 小田久人, 山口弘雅, 宮田征門, 塩谷正樹, 渡邊剛, 丹羽英治, 吉田治典, コミッショニングのためのコイル特性実験とモデル精度の検証, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 1669-1672, 2006. 9

第4章関連

- [4] 浅田昌彦, 吉田治典, 宮田征門: 実事務所建物における VAV システムの不具合検知・診断手法に関する研究, (第1報) スミルノフ・グラブス検定を用いた不具合判定手法, 日本建築学

- 会近畿支部研究報告集，第 44 号，環境系，pp. 265-268，2004. 6.
- [5] 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：実事務所ビルにおける VAV システムの不具合検知・診断手法に関する研究，（第 2 報） 実運転データを用いた不具合検知・診断手法の結果，日本建築学会近畿支部研究報告集，第 44 号，環境系，pp. 269-272，2004. 6
- [6] 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：VAV システムの不具合検知・診断手法に関する研究，日本建築学会大会学術講演梗概集，D2，pp. 1457-1458，2004. 8
- [7] 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：大規模建物における VAV ユニットの不具合検知・診断手法に関する研究，（第 1 報） 安定運転時データを用いた不具合検知・診断手法の提案と実証，空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp. 827-830，2004. 9
- [8] 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：大規模建物における VAV ユニットの不具合検知・診断手法に関する研究，（第 2 報） 予冷時データを用いた不具合検知・診断手法の提案と実証，空気調和・衛生工学会学術講演会論文集，pp. 831-834，2004. 9
- [9] 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：実建物における VAV ユニットの不具合検知・診断手法に関する研究，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 173-176，2005. 3
- [10] 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦，橋口士朗：VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 169-172，2005. 3
- [11] 浅田昌彦，吉田治典，宮田征門：VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究，（第 1 報） 実験室実験によるエネルギー浪費の分析，日本建築学会近畿支部研究報告集，第 45 号，環境系，pp. 325-328，2005. 6
- [12] 宮田征門，吉田治典，浅田昌彦：VAV ユニットの不具合がシステム全体のエネルギー消費量に与える影響に関する研究，（第 2 報）シミュレーションによるエネルギー浪費量の推定，日本建築学会近畿支部研究報告集，第 45 号，環境系，pp. 329-332，2005. 6
- [13] 宮田征門，吉田治典，藤井健太，浅田昌彦，VAV ユニットの不具合によるエネルギー浪費の推定手法に関する，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp. 33-36，2005. 9

第 5 章 関連

- [14] 宮田征門，吉田治典，山下健太郎，安岡稔弘，竹川忠克，名倉義行，小林陽一，金政秀：土壌蓄熱を有する空調システムの性能分析，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 37-40，2006. 3
- [15] 宮田征門，吉田治典，安岡稔弘，竹川忠克，名倉義行，小林陽一，金政秀，杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析，（その 2）シミュレーションによるシステム運転方法の検討，空気調和・衛生工学大会論文集，pp. 267-270，2006. 9
- [16] 岩田卓郎，吉田治典，宮田征門，田邊陽一，柳澤忠宏，シミュレーションによるエネルギーベースライン推定手法，空気調和・衛生工学大会論文集，pp. 707-710. 2006. 9
- [17] 宮田征門，吉田治典，安岡稔弘，竹川忠克，名倉義行，小林陽一，金政秀：杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析，（その 2）シミュレーションによるシステムの運転方法の検討，日本建築学会大会学術講演梗概集，D2，pp. 1301-1302，2006. 9
- [18] 李博，吉田治典，宮田征門，安岡稔弘，竹川忠克，名倉義行，小林陽一，金政秀，杭基礎を

- 利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 1) 空調システムの性能検証実験とモデル化, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 73-76, 2007. 3
- [19] 宮田征門, 吉田治典, 李博, 安岡稔弘, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀, 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 2) シミュレーションによるシステムの運転方法の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 77-80, 2007. 3
- [20] 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀, 吉田治典, 宮田征門, 李博: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 3) 運転実績の評価および性能分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp. 1213-1214, 2007. 8
- [21] 李博, 吉田治典, 宮田征門, 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 4) 空調システム機器モデルの構築と検証, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp. 1215-1216, 2007. 8
- [22] 宮田征門, 吉田治典, 李博, 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの分析, (その 5) シミュレーションによるシステム運転法の最適化, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp. 1217-1218, 2007. 8
- [23] 宮田征門, 吉田治典, 李博, 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林陽一, 金政秀: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 3) 冷却塔ファンのインバータ化に伴う運転の最適化, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 1761-1764, 2007. 9
- [24] 青野政信, 竹川忠克, 名倉義行, 小林 陽一, 金政秀, 吉田治典, 宮田征門, 李博: 杭基礎を利用した自然エネルギーによる土壌蓄熱空調システムの性能分析, (その 4) 運転実績の評価および性能分析, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 1765-1768, 2007. 9

第 6 章関連

- [25] 岩田卓郎, 浅田昌彦, 宮田征門, 吉田治典, 田邊陽一, 柳澤忠宏, シミュレーションによるエネルギーベースライン推定手法 (第一報) 熱負荷によるエネルギー消費量の推定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 29-32, 2006. 3
- [26] 浅田昌彦, 岩田卓郎, 宮田征門, 吉田治典, 田邊陽一, 柳澤忠宏, シミュレーションによるエネルギーベースライン推定手法 (第二報) ベースライン推定モデルとベースライン推定式の作成, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp. 33-36, 2006. 3
- [27] 岩田卓郎, 吉田治典, 宮田征門, 浅田昌彦: ESCO のためのシミュレーションによるベースライン補正手法, (第 1 報) 熱負荷によるエネルギー消費量の推定, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 46 号, 環境系, pp. 317-320, 2006. 6
- [28] 宮田征門, 吉田治典, 浅田昌彦, 岩田卓郎: ESCO のためのシミュレーションによるベースライン補正手法, (第 2 報) ベースライン推定モデルによるベースライン補正式の作成, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 46 号, 環境系, pp. 321-324, 2006. 6
- [29] 張兆明, 吉田治典, 宮田征門, 岩田卓郎, 田邊陽一, 柳澤忠宏, 実建物を用いたシミュレーションによるベースライン推定手法の検証, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会

論文集, pp. 81-84, 2007. 3

- [30] 岩田卓郎, 吉田治典, 宮田征門, 張兆明: 実建物を用いたシミュレーションによるベースライン推定法, (第 1 報) 推定法検証のための実建物における実験, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 2273-2276, 2007. 9
- [31] 張兆明, 吉田治典, 宮田征門, 岩田卓郎: 実建物を用いたシミュレーションによるベースライン推定法, (第 2 報) 室温と外気取入量に関する検証, 空気調和・衛生工学大会論文集, pp. 2277-2280, 2007. 9

謝辞

本研究を進めるにあたり、並々ならぬご指導ご鞭撻を賜りました京都大学大学院工学研究科都市環境工学専攻 教授 吉田治典博士に深甚なる謝意を表します。何の不自由もなく研究に没頭させて頂き、また、いつも熱心に私たちの指導をして頂き、この6年間で多くの技術を身につけることができました。また、様々な学会や委員会に参加させて頂けたこともよい経験となりました。現在実社会で生じている問題が何かを把握し、自分の研究の位置付けを確認するよい機会となりました。特に、学生の中に計6回も国際学会にて研究発表を行えたことは、私にとって大きな財産となりました。「常に世界を意識して」という吉田教授の御言葉を忘れず、これからも世界を相手に勝負していきたいと思います。

副査として本論文の審査をして頂きました京都大学大学院工学研究科建築学専攻 教授 鉾井修一博士、京都大学大学院工学研究科都市環境工学専攻 教授 竹脇出博士には、本論文をまとめるに際し、本論文の構成や内容に関して貴重なご意見、ご助言を頂きました。ここに記して謝意を表します。

京都大学大学院工学研究科都市環境工学専攻 准教授 上谷芳昭博士、京都大学大学院工学研究科都市環境工学専攻 助教 王福林博士には、ゼミにて有意義なご意見、ご助言を数々頂きました。先生方の鋭い質問が、より深く考えるためのきっかけとなりました。ここに記して謝意を表します。

招聘外国人研究者として来学されていた南華大学 教授 劉澤華博士、アイントハーヘン工科大学 教授 Jan Hensen 博士には、本論文に対するご意見をいただくとともに、シミュレーション技術やコミッションングの動向に関して様々ご教示いただきましたことを深く感謝いたします。

本論文にて得られた成果は、様々な企業のご協力があって得られたものです。本論文第3章と第4章を行うにあたりご指導を頂いた株式会社山武 椿愼氏、伊藤嘉奈子氏、住友俊保氏、橋口士朗氏、三枝隆晴氏、大曲康仁氏、本論文第5章を行うにあたりご指導を頂いた、四国電力株式会社 安岡稔弘氏、青野政信氏、竹川忠克氏、株式会社四電技術コンサルタントの名倉義行氏、株式会社安井建築設計事務所の小林陽一氏、早稲田大学の金政秀氏、本論文第6章を行うにあたりご指導を頂いた大阪府建築都市部の田邊陽一氏、柳澤忠宏氏に深く謝意を表します。

IEA/ECBCS/Annex40, Annex47 の委員各位、社団法人空気調和・衛生工学会 コミッションング委員会 コミッションングツール小委員会の委員各位には、委員会にて研究の発表をさせていただいた際に数々のご指導とご助言をいただきました。ここに記して謝意を表します。

京都大学大学院工学研究科 都市環境工学専攻 都市空間工学講座の学生の皆様には、研究活動から日々の生活まで大変お世話になりました。充実した研究生生活を過ごすことができたのは皆様のお陰です。良い仲間巡りに巡り合えて幸せに思います。特に、松岡一平氏、山下健太郎氏、浅田昌彦氏、藤井健太氏、岩田卓郎氏、張兆明氏、李博氏には、同じ研究グループとして様々な議論をさせていただきました。共同で研究することの難しさを学ぶと共に、その喜びも学ぶことができました。ここに記して謝意を表します。

最後に、私の研究生生活をさまざまな面で支えてくれた数多くの先輩方、友人、そして私の家族に心より感謝します。

2008 年 3 月 吉日

みやた まさと

宮田 征門